



RECEIVED

OCT 13 2005

GROUP 3600

PAF
3676
PATENT
P53821C

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of:

RICHARD G. HYATT Jr.

Serial No.: 08/720,070

Examiner: BARRETT, SUZANNE

Filed: 27 September 1996

Art Unit: 3653

For: ELECTROMECHANICAL CYLINDER PLUG

CERTIFICATE OF MAILING UNDER 37 C.F.R. §1.8

Paper No. 82

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

I hereby certify that this correspondence, Petition Under 37 C.F.R. §1.181 (responsive to Paper No. 08042005 mailed 5 August 2005) is being deposited with the United States Postal Service with sufficient postage as first class mail in an envelope addressed to:

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Date: 5 October 2005

Respectfully submitted,

Robert E. Bushnell
Reg. No.: 27,774
Attorney for the Applicant

Suite 300, 1522 "K" Street, N.W.
Washington, D.C. 20005
Area Code: 202-408-9040

Folio: P53821C: Date: 10/5/05: I.D.: REB/kf

THIS PAGE BLANK (USPTO)



RECEIVED

OCT 13 2005

GROUP 3600

PATENT
P53821C

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of:

RICHARD G. HYATT Jr.

Serial No.: 08/720,070

Examiner: BARRETT, SUZANNE

Filed: 27 September 1996

Art Unit: 3653

For: ELECTROMECHANICAL CYLINDER PLUG

PETITION UNDER 37 C.F.R. §1.181

Mail Stop: Petitions Office

Paper No. 81

Commissioner for Patents

P.O.Box 1450

Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

Applicant respectfully petitions from a **third** Notification of Non-Compliant Appeal Brief (37 CFR 41.37) (Paper No. 08042005) mailed on 5 August 2005, as reasons therefor, states that:

Folio: P53821C

Date: 10/5/05

I.D.: REB/kf

THIS PAGE BLANK (USPTO)

STATEMENT OF FACTS

1. On 13 June 2003, a Final Office action (Paper No. 53) was issued.
 - i) Of all pending Claims 1-56, 64-116, and 119-121, claims 43-45, 73, and 94 are withdrawn from further consideration pursuant to 37 CFR 1,142(b).
 - ii) Claims 25-33, 39-42, 55, 78-84, and 107 are allowed.
 - iii) Claims 11-13, 90, and 120 are rejected under 35 U.S.C. 112, first paragraph..
 - iv) Claims 1-5, 6-10, 14-24, 35-38, 70-74, 106, 111, 121 are rejected under 35 U.S.C.112, second paragraph.
 - v) Claims 1-5, 11-13, 34, 65-69, 75, 85, 89, 92-104, 112, 121 are rejected under the judicially created doctrine of obviousness-type double patenting as being unpatentable over claims 1-78 of U.S. Patent No. 6,564,601.
 - vi) Claims 46-52, 54, 56, 64, 70, 76, 77, 85, 88-91, 105, 108, 109, 111, 113-116, 119, 120, and 121 as best understood, are rejected under 35 U.S.C.103(a) as being unpatentable over Gokcebay, U.S. Patent No. 5,552,777 in view of Thordmark *et al.*, U.S. Patent No. 5,542,274 and Naveda, U.S. Patent No. 4,416,127.
2. On 14 June 2003, a Response (Paper No. 54) was filed in reply to the final Office action (Paper No. 53). No claim amendments were made.
3. On 30 July 2003, a Supplemental Response was filed.
4. 3 October 2003, an Advisory Action (Paper No. 56) was issued in response to the 20 July 2003 Response (Paper No. 55). The Examiner stated that;

“[t]he request for reconsideration has been considered but does NOT place the application in condition for allowance because Applicant has failed to argue or mention the rejections set forth in the final office action of 6/13/03. Furthermore, applicant’s discussion of claims 85-88 is erroneous and moot, since these are not the claims that have

THIS PAGE BLANK (USPTO)

been filed in the DIV 10/440,308. In addition, it is unclear why applicant has instructed the examiner to disregard the response of 7/14/03 (the 1.607(a) analysis) since this is necessary to proceed to Interference and it has not also been filed in the DIV 10/440,308 case.”

5. On 3 December 2003, a Notice of Appeal (Paper no. 58) was filed together with a Petition for a two-month extension of time (Paper No. 57).
6. On 3 June 2004, a **first** Appeal Brief (Paper no. 61) was filed together with a **first** Amendment under 37 C.F.R. §1.116(b) (Paper No. 62) and a Petition for a four-month extension of time (Paper No. 60). In the Amendment (Paper No. 62), claims 85 through 89 are canceled without prejudice or disclaimer, Claims 1, 6, 11, 14, 21 through 24, 65, 70, 75, 92, 101, 102, and 121 are amended. Thus claims 1 through 56, 64 through 84, 90 through 116, and 119 through 121 would be pending.
7. On 17 September 2004, an Advisory Action (Paper No. 09152004) was issued. The Examiner stated the reasons for not entering the Amendment filed on 3 June 2004 that, (a) they raise new issues that would require further consideration and/or search, and (b) they are not deemed to place the application in better form for appeal by materially reducing or simplifying the issues for appeal. In addition, the Examiner stated that “while the amendments to claims 1, 6, 11, 70 merely correct minor errors and would be entered if filed separately, the amendments to claim 14, 21-

THIS PAGE BLANK (USPTO)

24, 65, 75, 92, 101, 102, 121 present broadened or narrowed terms and new issues which change the scope of the claims and would require further consideration.”

8. On 17 September 2004, a Notification of Non-Compliance With 37 CFR 1.192(c) (Paper No. 09152004) was issued. The Examiner stated the reasons for non-compliance is that:

The Appeal Brief filed on 3 June 2004 is defective for failure to comply with one or more provisions of 37 CFR 1.192(c). See MPEP § 1206.

The brief does not contain a statement of the status of all claims, pending or cancelled, or does not identify the appealed claims (37 CFR 1.192(c)(3)).

At least one amendment has been filed subsequent to the final rejection, and the brief does not contain a statement of the status of each such amendment (37 CFR 1.192(c)(4)).

The brief includes the statement required by 37 CFR 1.192 (c)(7) that one or more claims do not stand or fall together, yet does not present arguments in support thereof in the argument section of the brief.

The brief does not present an argument under a separate heading for each issue on appeal (37 CFR 1.192(c)(8)).

The brief does not contain a correct copy of the appealed claims as an appendix thereto (37 CFR 1.192(c)(9)).

Other (including any explanation in support of the above items): This is in response to the appeal brief filed 3 June 2004. The appeal brief is defective for the following reasons:

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Status of Claims: The statement of the status of the claims contained in the brief is incorrect. Since the amendment filed 3 June 2004 has not been entered, the reference to claims 85-89 being cancelled should be deleted.

Status of Amendments After Final: The appellant's statement of the status of amendments after final rejection contained in the brief is incorrect. The amendment after final rejection filed on 3 June 2004 has not been entered. Accordingly, Appendix II, listing the claims as amended by the amendment of 3 June 2004, should be deleted.

Grouping of Claims: The appellant's statement in the brief that each claim stands or falls individually is inconsistent with Appellant's arguments. If each claim stands alone, then each claim must be separately argued. In the instant brief, each claim is not argued separately. It is noted that all claims are listed in the headings of each separate argument, however, the body of the arguments do not discuss each claim separately. For example, no separate argument could be found for independent claim 101, although it is listed in the argument heading on page 9.

Claims Appealed: A correct copy of appealed claims appears in Appendix I attached to the brief, however, as noted above, Appendix II should be deleted since the amendment filed 3 June 2004 has not been entered.

Response to Argument: On page 16 of the Appeal Brief, line 4, Appellant argues "Claims ... 120 and 120 ..." it is unclear which claim Appellant intends to argue. Additionally, Appellant should make sure that the arguments presented in the brief do not reflect the amendments presented in the amendment after final submitted 3 June 2004 which has not been entered.

9. On 24 September 2004, **Second Amendment Under 37 CFR § 1.116(b)** was filed in response to the Advisory Action (Paper No.09152004) dated 22

THIS PAGE BLANK (USPTO)

September 2004. Claims 1, 6, 11, 14, 21 through 24, 65, 70, 75, 92, 101, 102, and 121 were amended.

10. On 18 October 2004, a Corrected (**Second**) Appeal Brief (Paper No. 70) was filed in response to Paper No. 09152004 dated 17 September 2004, together with a **Third Amendment Under 37 CFR § 1.116(b)** was filed in further response to Paper No. 09152004 dated on 22 September 2004, and alternative to the **Second Amendment** filed on 24 September 2004.
11. On 25 October 2004, a **Third Appeal Brief** (Paper No. 71) was filed together with a **Fourth Amendment Under 37 CFR § 1.116(b) (Part I)** and **Fourth Amendment Under 37 CFR § 1.116(b) (Part II)**. **Part I** requesting cancellation of claims 85 through 89 and 101 through 104, and amendment of claims 1, 6, 11, 14 and 70, while **Part II** requesting amendment of claims 56, 75 and 120.
12. On 18 November 2004, a third Advisory Action (Paper No. 11162004) was issued in response to the Amendments filed on 25 October 2004. For purposes of Appeal, the proposed amendments will be entered. The status of the claim(s) is (or will be) as follows: Claim(s) allowed: 25-33, 39-42, 55, 78-84, 107; Claim(s) objected to: 53, 71, 72, 74, and 110; Claim(s) rejected: 1-24, 34-38, 46-52, 54, 56, 64-70, 75, 77, 90-93, 95-100, 105, 106, 108, 109, 111-116, and 119-121.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

13. On 17 March 2005, a **second** Notification of Non-Compliant Appeal Brief (37 CFR 41.37) (Paper No. 03162005) was issued. The Examiner states that;

The brief does not contain the items required under 37 CFR 41.37(c), or the items are not under the proper heading or in the proper order.

At least one amendment has been filed subsequent to the final rejection, and the brief does not contain a statement of the status of each such amendment (37 CFR 41.37(c)(1)(iv)).

The brief does not contain a concise explanation of the subject matter defined in each of the independent claims involved in the appeal, referring to the specification by page and line number and to the drawings, if any, by reference characters; and/or (b) the brief fails to: (1) identify, for each independent claim involved in the appeal and for each dependent claim argued separately, every means plus function and step plus function under 35 U.S.C. 112, sixth paragraph, and/or (2) set forth the structure, material, or acts described in the specification as corresponding to each claimed function with reference to the specification by page and line number, and to the drawings, if any, by reference characters (37 CFR 41.37(c)(1)(v)).

The brief does not present an argument under a separate heading for each ground of rejection on appeal (37 CFR 41.37(c)(1)(vii)).

Status of Claims: The statement of the status of the claims contained in the brief is incorrect. Since the amendment filed 25 October 2004 will be entered for purposes of appeal (advisory action of 17 November 2004), the reference to claims 85-89, 101-104 should be deleted in the brief and labeled accordingly in the appendix.

Status of Amendments After Final: The appellant's statement of the status of amendments after final rejection contained in the brief is in correct. The amendment after final filed 25 October 2004 will be entered for purposes of appeal (advisory action on 17 November 2004).

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Grouping of the Claims: The appellant's statement in the brief that each claim stands or falls individually is inconsistent with appellant's arguments. If each claim stands alone, then each claim must be argued separately. In the instant brief, each claim is not argued separately. It is noted that claims 47-52, 54 and 121 are not argued at all. Furthermore, it is unclear whether appellant is abiding by the old rules or the new rules. Appellant has included the section for "grouping of the claims" (old rules - in which each claim must then be argued separately.), yet the arguments are presented according to the new rules (i.e. not separately argued, but merely grouped into headings). Under the new rules, only the argument heading must include all the claims, but the body of the argument may set forth only one claim, in which case, the rest of the unargued claims stand or fall with the argued claim. For example, while claim 46 is argued in the brief, claims 47-52 are not, thus under the new rules, the appeal would not be defective in this regard, but claims 47-52 would stand or fall with claim 46. Since appellant has specifically indicated in his grouping that the claims do not stand or fall together, this is confusing and, consequently, the appeal is held to be defective in that claims 47-52 are not argued separately. Accordingly, it is unclear if claims 47-52, 54, and 121 should stand or fall with other claims or not.

Argument:

The appellant has failed to address or argue the grounds of rejection under 35 USC 112, 2nd paragraph with respect to claims 14 and 121. Accordingly, it is unclear if appellant is acquiescing to these rejections.

Furthermore, appellant has presented argument with respect to claims 85-89, 101-104, which have been cancelled by the amendment of 25 October 2004. These arguments should be deleted from the brief.

In addition, appellant has presented 18 pages of conclusory arguments wherein some claims are further specifically addressed. It is unclear why these arguments pertaining to specific claims are not presented in the pertinent individual claim argument subsections throughout the brief.

14. On 14 April 2005, a **Fourth Appeal Brief** (Paper No. 77) was filed with a

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Fifth Amendment Under 37 CFR § 1.116(b), amending claim 14.

15. On 5 August 2005, Advisory Action After the Filing of an Appeal Brief (Paper No. 080405) was issued in response to the “reply filed 20 April 2005 and 10/25/04”. The Examiner states that the amendments will not be entered because “the amendment is not limited to canceling claims (where the cancellation does not affect the scope of any other pending claims) or rewriting dependent claims into independent form (no limitation of a dependent claim can be excluded in rewriting that claim). See 37 CFR 41.33(b) and (c).”
16. On 5 August 2005, a **third** Notification of Non-Compliant Appeal Brief (37 CFR 41.37) (Paper No. 08042005) was issued in response to the Fourth Appeal Brief filed on 18 April 2005. The reasons for non-compliance are as follows:
 - i) The brief does not contain a statement of the status of all claims, (e.g., rejected, allowed or confirmed, withdrawn, objected to, canceled), or does not identify the appealed claims (37 CFR 41.37 (c)(1)(iii);
 - ii) At least one amendment has been filed subsequent to the final rejection, and the brief does not contain a statement of the status of each such amendment (37 CFR 41.37 (c)(1)(iv);
 - iii) (a) The brief does not contain a concise explanation of the subject matter defined in each of the independent claims involved in the appeal, referring to the specification by page and line number and to the drawings, if any, by reference characters; and/or (b) the brief fails to: 91) identify, for each independent claim involved in the appeal and for each dependent claim argued separately, every means plus function and step plus

THIS PAGE BLANK (USPTO)

function under 35 U.S.C. 112, sixth paragraph, and/or (2) set forth the structure, material, or acts described in the specification as corresponding to each claimed function with reference to the specification by page and line number, and to the drawings, if any, by reference characters (37 CFR 41.37 (c)(1)(v));

iv) The brief does not contain a correct copy of the appealed claims as an appendix thereto (37 CFR 41.37 (c)(1)(viii));

v) The brief does not contain copies of the evidence submitted under 37 CFR 1.130, 1.131, or 1.132 or of any other evidence entered by the examiner and relied upon by appellant in the appeal, along with a statement setting forth where in the record that evidence was entered by the examiner, as an appendix thereto (37 CFR 41.37 (c)(1)(ix));

vi) The brief does not contain copies of the decisions rendered by a court or the Board in the proceeding identified in the Related Appeals and Interferences § of the brief as an appendix thereto (37 CFR 41.37 (c)(1)(x));

1. In addition, the Examiner stated the following as reasons for non-compliance:

Defective Brief Notice:

Initially, it is noted that the amendment filed 25 October 2004, previously indicated as being entered upon appeal, are not entered pursuant Rule 41.33(b). Accordingly, the amendment filed 20 April 2005, simultaneously with this brief, is also not entered.

Consequently, the claims previously cancelled (85-89, 101-104) must be reinstated and the typos and 112 problems corrected by the amendment of 25 October 2004 must now be addressed in Appellant's brief where indicated.

In addition, it is noted that since the amendment to claim 6 deleted a "means" limitation, and since that "means" language is now reinstated, it must be clearly and specifically discussed in the Summary of the Claimed Invention as indicated in the rule excerpt set forth in paragraph 4(b) of the accompanying Notification of Non-Compliant Appeal Brief (form PTOL-462).

Reneg on entry of after-final amendments filed on or after 13 September 2004 as outside the scope of examiner's authority - See 41.33(b)

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The Brief is defective under 41.37(a)(2)

This is in response to the appeal brief filed 20 April 2005.

Grouping of the Claims: This section is no longer required under new rules and should be deleted.

Heading Grouping of the Claims was required by former Rule 192(c)(7) and is removed from 41.37. See 69 Fed. Reg. 49959, 49962.

Status of Claims:

The statement of the status of the claims contained in the brief is incorrect.

Since the amendment filed 25 October 2004 and 20 April 2005 will not be entered for purposes of appeal. The reference to claims 85-89, 101-104 should be reinstated in the brief and the appendix and the previously amended claims 1, 6, 11, 14, 56, 70, 75, 120 should be reinstated to their pre-amendment form. Therefore, the status of the claims would be as follows:

Claims 1-56, 64-116, 119-121 are pending.

Claims 25-33, 39*-42, 55, 78-84, 107 are allowed.

Claims 53, 71, 72, 74, 86, 87, 110 are objected to as dependent upon a rejection claim.

Claims 1-24, 34-38, 46-52, 54, 56, 64-70, 75-77, 85, 88-106, 108, 109, 11-116, 119-121 are rejected.

Claims 43-45, 73, 94 are withdrawn from consideration.

Claims 57-63, 117, 118 have been cancelled.

Status of Amendments After Final:

The appellant's statement of the status of amendments after final rejection contained in the brief is incorrect.

The amendments after final filed 25 October 2004 and 20 April 2005 will not be entered for purposes of appeal.

Although the amendment filed 25 October 2004 had previously been indicated as entered upon appeal, this is contrary to Rule 41.33(b) as discussed above.

Thus the status of the amendment should read that the amendments filed 25 October 2004 and 20 April 2005 have not been entered.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Summary of the Claimed Invention:

Deficiencies under 41.37(c)/41.37(c)(1)(v)

I: (1) Appellant has provided only a general statement of the claimed invention.

(2) See Comment 53 of 69 Fed. Reg. 49959.

II: (1) Accordingly, since the “means” language of claim 6 (previously deleted in the amendment of 25 October 2004) is reinstated, this “means” limitation must be identified and discussed pursuant the rule set forth above.

Argument Notes:

(1) 41.379c)(1)(vii) is not defective but appellant groups some claims with rejections that do not apply to such claims.

Claims 14 (allowed but rejected under 35 USC 112) and 43 (withdrawn) are argued under the prior art grounds of rejection on pages 31-33; claims 65 and 75 are argued with respect to the prior art rejections on pages 41-47, when both claims are only rejected under double patenting.

(2) The appellant has failed to address or argue the grounds of rejection under 35 USC 112, 2nd paragraph with respect to claims 14 and 121. Accordingly, it is unclear if appellant is acquiescing to these rejections.

(3) In addition, appellant has presented 18 pages of conclusory arguments wherein some claims are further specifically addressed. It is unclear why these arguments pertaining to specific claims are not presented in the pertinent individual claim argument subsections throughout the brief.

Claim Appendix:

The brief does not contain a correct copy of the appealed claims as an appendix thereto. (37 CFR 41.37(c)(1)(viii)).

41.37(c)(1)(viii) is defective since appellant provided two copies. Only one correct copy should be provided.

Furthermore, Appellant should carefully revise his appendix to reinstate the previously entered amended claims 1, 6, 11, 14, 56, 70, 75, 120 to their pre-amendment form in the appendix.

Evidence Appendix:

The brief does not contain copies of any evidence submitted. If no evidence has been submitted, “non” should be type don that appendix page.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Related Proceedings Appendix:

The brief does not contain copies of any decisions rendered by a court or the Board in the proceeding identified in the Related Appeals and Interferences section of the brief as an appendix thereto. If no related proceedings exist, "none" should be typed on that appendix page.

41.37(c)(1)(ix) and (x) are missing. Se comment 60, 69 Fed. Reg. 49959, 49978.

Interview Summary:

2 August 2005 by telephonic: Mr. Bushnell was informed that the appeal brief filed 20 April 2005 appeared to be defective, that the Evidence Appendix and Related Proceedings Appendix are missing and the Summary of the Claimed invention does not comply with 41.37(c)(1)(v) and also, that the amendment filed 20 April 2005 would not be entered. He was also informed that the entrance of the amendments filed 25 October 2004 was erroneous under the new rules and thus the exr is forced to renege on their entry. Mr. Bushnell indicated that there was no evidence or related proceedings to disclose.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

REMARKS

In view of successive allegations of *Non-Compliant Appeal Brief* by the Special Program Examiners of Tech Center 3676, Applicant respectfully petitions to the Director pursuant to 37 C.F.R. § 1.181(a)(1) from the action in requirements set forth at the direction of the Special Programer Shop of Tech Center 3676 (SPrE shop) by the Examiner in the Notice of Non-Compliant Appeal Brief issued on the 8th of August 2005 (Paper No. 08042005) and pursuant to 37 C.F.R. § 1.181(a)(3) to invoke the Supervisory of Authority of the Director, and to direct entry of Applicant's Fourth Appeal Brief (Paper No. 77) timely filed on the 18th of April 2005, in view of the foregoing statement of facts.

1. Statement of Status of All Claims

In paragraph 2 of Paper No. 08042005, the Examiner asserts that Applicant's brief Statement of status of all claims pursuant to 37 C.F.R. § 41.37(c)(1)(iii). In essence, the Examiner endeavors to deny entry of Applicant's Appeal Brief as failing to comply with the amended rules even though Applicant's Notice of Appeal was filed on the 3rd of December 2003 prior to the adoption of the amended rules, and denies entry of Applicant's Fourth Appeal Brief on grounds that the appendicies do not set forth the allowed and the cancelled claims even though Applicant's Notice of Appeal was filed on the 3rd of December 2003 and Appeal Brief was subsequently filed on the 3rd of June 2004, long prior to the 13th of September 2004 effective date of the amended rules. Moreover, Applicant's Second, Third, and Fourth Appeal Briefs were filed in response to actions taken by the Examiner and were not filed as a "restatement" of an earlier Appeal.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

As explained in the Notice published in the *Official Gazette* on the 12th of October 2004 entitled “clarification of the effective date provision in rules are practiced before the Board Patent Appeal and Interferences,” in answer to question No. 6,

“If a brief filed before the effective date of September 13, 2004 fails to comply with the content and format requirements of Sec. 1.192 and the Office mails appellant a Notice that correction is required, would an amended appeal brief filed on or after the effective date be required to be in compliance with Sec. 41.37(c)?,

the Director answered:

“No, an amended Appeal Brief, based on an Appeal Brief originally filed prior to September 13, 2004, would be acceptable if it complies with either former §1.192 or §41.37(c), and internal Board *regardless of* when the Office mailed the Notice requiring correction of Non-Compliant Appeal Brief.”¹

Consequently, Applicant’s series of Appeal Briefs are all clearly acceptable under 37 C.F.R. §1.192 and there is no need for the Examiner to insist upon the filing of yet one more Appeal Brief complying strictly with the interpretations of the amended rules recently created by the Special Program Examiners of Tech Center 3600.

2. At least one Amendment has been filed subsequent to the Final Rejection.

Paragraph 3 of Paper No. 08042005 avers that “at least one amendment has been filed subsequent to the final rejection, and the brief does not contain a statement of the

¹ *Official Gazette Notices*: 12 October 2004, Clarification of the Effective Date Provision in the Rules of Practice before the Board of Patent Appeals and Interferences (Final Rule).

THIS PAGE BLANK (USPTO)

status of **each such** amendment.” Neither 37 CFR §1.192(c)(4) nor 37 CFR §41.37(c)(1)(iii) impose this requirement; both sections speak in terms of “**any** amendment filed subsequent to the final rejection.” Customarily, this phrase “any amendment filed” has been applied to list the dates and substance of those amendments which affect the issues before the Board, and the status of those amendment in terms of whether the amendment had been entered or had not yet been considered by the Examiner at the time of filing of the Appeal or Reply Brief; this phrase was never applied to impose a mandatory listing of **all** amendments filed subsequent to the final rejection, or those amendments under 37 CFR §1.116(b) which the Examiner had, prior to the filing of the appeal or reply brief, said had not been entered and which did not affect the merits of the issues pending before the Board. Had the Director required **all** amendments to be listed, either 37 CFR §1.192(c)(4) or 37 CFR §41.37(c)(1)(iii), either or both sections would read “**any all amendment amendments** filed subsequent to the final rejection.” The fact that both 37 CFR §1.192(c)(4) and CFR §41.37(c)(1)(iii) are identical in their wording means that the amendments of the rules did not change either the interpretation of the rules or the customarily practice under the rules. As indicated in the foregoing statement of facts, all of Applicant’s several briefs are in compliance with both 37 CFR §1.192(c)(4) or 37 CFR §41.37(c)(1)(iii), and this averment of “non-compliance” should not be sustained.

3. Concise Explanation Of The Subject Matter Defined In Each Independent Claim

In paragraph 4, the Special Programs Examiners required the Examiner to write that:

“(a) [t]he brief does not contain a concise explanation of the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

subject matter defined in each of the independent claims involved in the appeal, referring to the specification by page and line number and to the drawings, if any, by reference characters; and/or (b) the brief fails to: (1) identify, for each independent claim involved in the appeal and for each dependent claim argued separately, every means plus function under 35 U.S.C. 112, sixth paragraph, and/or (2) set forth the structure, material, or acts described in the specification as corresponding to each claimed function with reference to the specification by page and line number, and to the drawings, if any, by reference characters (37 CFR 41.37(c)(1)(v)).”

This averment is both factually incorrect and legally wrong.

First, 37 CFR 41.37(c)(1)(v) contains two discrete sentences, the second sentence pertains solely to “means plus function claims” while the appealed claims do not contain “means plus function” language;² consequently, the second half of this averment about Applicant’s Appeal Briefs is inapplicable, and may not be used as a basis to sustain the Examiner’s demand for filing a corrected appeal brief.

Second, the Director has already clarified the amended rules by explaining that:

“an amended Appeal Brief, based on an Appeal Brief originally filed prior to September 13, 2004, would be acceptable if it complies with either former §1.192 or §41.37(c), and internal Board *regardless of* when the Office mailed the Notice requiring correction of Non-Compliant Appeal Brief.”³

Consequently, Applicant’s series of Appeal Briefs are all clearly acceptable under 37

² Contrary to the Special Program Examiner’s assertion, claim 6 does not contain “means plus function” language, and Applicant has not proposed to amend claim 6 in the amendment filed on the 18th of April 2005.

³ *Official Gazette Notices*: 12 October 2004, Clarification of the Effective Date Provision in the Rules of Practice before the Board of Patent Appeals and Interferences (Final Rule).

THIS PAGE BLANK (USPTO)

C.F.R. §1.192 and there is no need for the Examiner to insist upon the filing of yet one more Appeal Brief complying strictly with the interpretations of the amended rules recently created by the Special Program Examiners of Tech Center 3600.

Third, applicant's Appeal Brief does in fact, contain an extensive section entitled *V. SUMMARY OF CLAIMED SUBJECT MATTER* which begins on page 5 and continues through page 8, which presents in detail, in conformance with both 37 CFR §1.192(c)(5) and 37 CFR §41.37(c)(1)(v), "a concise explanation of the subject matter defined in each of the independent claims involved in the appeal," and that detailed explanation is written by "referring to the specification by page and line number and to the drawings ... by reference characters." This concise explanation is specific to each, as well as to all, of the independent claims on appeal. Accordingly, this averment provides no justification for finding Applicant's Appeal Brief to be "non-compliant" with either 37 CFR §1.192(c)(5) or with 37 CFR §41.37(c)(1)(v).

4. Correct Copy Of The Appealed Claims

Paragraph 7 asserts that the appendix does not contain a correct copy of the appealed claims in compliance with 37 CFR §41.37(c)(1)(viii). This is incorrect.

First, each of Applicant's Appeal Briefs contain two appendices, as is customary when an amendment of the claims accompanies the Appeal Brief. Regardless of whether any of those amendment were, or were not entered, one of those appendices accompanying each Appeal Brief is a correct copy of the appealed claims.

Second, the Director has already clarified the amended rules by explaining that:

"an amended Appeal Brief, based on an Appeal Brief

THIS PAGE BLANK (USPTO)

originally filed prior to September 13, 2004, would be acceptable if it complies with either former §1.192 or §41.37(c), and internal Board *regardless of* when the Office mailed the Notice requiring correction of Non-Compliant Appeal Brief.”⁴

Consequently, Applicant’s series of Appeal Briefs have all clearly acceptable under 37 C.F.R. §1.192 and there is no need for the Examiner to insist upon the Applicant having to file yet one more Appeal Brief complying strictly with the interpretations of the amended rules recently created by the Special Program Examiners of Tech Center 3600.

5. Copies Of Evidence Submitted

Paragraph 8 avers that the Appeal Brief “does not contain copies of the evidence submitted under 37 CFR 1.130, 1.131, or 1.132 or of any other evidence entered by the examiner and relied upon the appellant in the appeal, along with a statement setting forth where in the record that evidence was entered by the examiner, as an appendix thereto, in conformance with 37 CFR §41.37(c)(1)(ix). This averment is also factually incorrect and illegal.

First, Applicant has demonstrated in his Appeal Brief extensive deficiencies in the Examiner’s understand and application of 35 U.S.C. §103(a), including the failure of the proposed combination of art relied upon by the Examiner to make a *prima facie* showing of obviousness *vel non*. This is all that the Board has ever required, and the amended rules do not impose a requirement for more. Moreover, these errors and deficiencies are

⁴ *Official Gazette Notices*: 12 October 2004, Clarification of the Effective Date Provision in the Rules of Practice before the Board of Patent Appeals and Interferences (Final Rule).

THIS PAGE BLANK (USPTO)

present on the face of the final Office action. Applicant has not, contrary to the inference by the Special Program Examiner, submitted evidence submitted under 37 CFR 1.130, 1.131, or 1.132 or of any other evidence entered by the examiner and relied upon the appellant in the appeal. In short, there is no evidence which had been submitted by the Applicant under 37 CFR 1.130, 1.131, or 1.132 or any other evidence entered by the examiner and relied upon the appellant in the appeal; similarly, there is no basis for submitting in the Appeal Brief “a statement setting forth where in the record that evidence was entered by the examiner” as is required by 37 CFR §41.37(c)(1)(ix), because no passage or interpretation of 37 CFR §41.37(c)(1)(ix) makes such an appendix necessary in the absence of such “evidence” in the prosecution history before the Board.

Second, the Director has already clarified the amended rules by explaining that:

“an amended Appeal Brief, based on an Appeal Brief originally filed prior to September 13, 2004, would be acceptable if it complies with either former §1.192 or §41.37(c), and internal Board *regardless of* when the Office mailed the Notice requiring correction of Non-Compliant Appeal Brief.”⁵

Consequently, Applicant’s series of Appeal Briefs have all clearly acceptable under 37 C.F.R. §1.192 and there is no need for the Examiner to insist upon the Applicant having to file a fifth Appeal Brief complying strictly with an unusual interpretation of the amended rules created by the Special Program Examiners of Tech Center 3600.

6. Copies Of Decisions Rendered

⁵ *Official Gazette Notices*: 12 October 2004, Clarification of the Effective Date Provision in the Rules of Practice before the Board of Patent Appeals and Interferences (Final Rule).

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Paragraph 9 avers that the Appeal Brief “does not contain copies of the decisions rendered by a court or the Board in the proceeding identified in the Related Appeals and Interferences section of the brief as an appendix thereto” 37 CFR §41.37(c)(1)(x). This averment is also factually incorrect and illegal.

First, as earlier noted herein, Applicant has demonstrated in his Appeal Brief extensive deficiencies in the Examiner’s understand and application of 35 U.S.C. §103(a), including the failure of the proposed combination of art relied upon by the Examiner to make a *prima facie* showing of obviousness *vel non*. This is all that the Board has ever required, and the amended rules do not impose a requirement for more. Moreover, these errors and deficiencies are readily apparent on the face of the final Office action. Applicant has not, contrary to the inference by the Special Program Examiner, submitted ever received decisions rendered by a court or the Board in the proceeding identified in the Related Appeals and Interferences section of the brief as an appendix thereto” for the reason that the related appeal has been answered by this Examiner only under the guise of a “*Notification of Non-Compliant Appeal Brief*”, rather than with an *Examiner’s Answer*. In other words, the related appeal has never been docketed and has never been seen by either the Clerk of the Board or by any panel of the Board. There is therefore, no basis for the Special Program Examiner’s demand for an appendix under 37 CFR §41.37(c)(1)(x), because no passage or interpretation of 37 CFR §41.37(c)(1)(ix) makes such an appendix necessary in the absence of such “decision” in the prosecution history before the Board.

Second, the Director has already clarified the amended rules by explaining that:

“an amended Appeal Brief, based on an Appeal Brief

THIS PAGE BLANK (USPTO)

originally filed prior to September 13, 2004, would be acceptable if it complies with either former §1.192 or §41.37(c), and internal Board *regardless of* when the Office mailed the Notice requiring correction of Non-Compliant Appeal Brief.”⁶

Consequently, Applicant’s series of Appeal Briefs have all clearly acceptable under 37 C.F.R. §1.192 and there is no need for the Examiner to insist upon the Applicant having to file a fifth Appeal Brief complying strictly with an unusual interpretation of the amended rules created by the Special Program Examiners of Tech Center 3600.

7. Copies Of Decisions Rendered

The various interpretations of the amended appellate rules by the Special Program Examiners rides roughshod over the threshold admonition of the amended rules that,

“The provisions of Part 41 *shall* be construed to secure the just, speedy, and inexpensive resolution of every proceeding before the Board.”⁷

To the extent that the most recent *Notification of Non-Compliant Appeal Brief* is premised upon a belated and retraction of an Examiner’s entry of an amendment filed pursuant to 37 CFR §1.116(b), Applicant notes that amendments to those claims affected were submitted pursuant to 37 CFR §116(b) prior to the amendment of the appellate rules, and in one fashion, or another, were entered in a rather piecemeal fashion subsequently. Applicant’s Fourth Appeal Brief was prepared and filed in reliance upon

⁶ *Official Gazette Notices*: 12 October 2004, Clarification of the Effective Date Provision in the Rules of Practice before the Board of Patent Appeals and Interferences (Final Rule).

⁷ 37 CFR §41.1(b) -- Policy.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

the entry of the earlier of those amendments. To invoke at this stage of the appellate process a policy of revocation of a previous affirmation of entry of any one of those amendments denies to Applicant the policy of the amended rules, namely “to secure” to the Applicant a “just, speedy, and inexpensive resolution of every proceeding before the Board.”⁸ Moreover, this retroactive implementation of 37 CFR §41.33 raises other practice questions of when is an applicant justified in relying upon a written confirmation from a primary examiner, or should clarification be sought from a supervisory primary examiner to confirm the entry of an amendment by a primary examiner in future practice? This untimely retraction of entry of an amendment is inimical to speedy and inexpensive completion of a protracted prosecution. Applicant therefore respectfully requests that the Director will strike the *Notification of Non-Compliant Appeal Brief*. Moreover, the recent practice in the Office of refusing to enter an Appeal Brief, although rare, is prohibitively expensive to Applicants, with the result that the individual inventors become discouraged and withdrawal from all patent prosecution; this result is unwarranted, and is not justified by the authority granted by Congress. Moreover, in the experience of Applicant’s undersigned attorney, the Board has never requested any of the items noted in the *Notification* in the instant application, and has never remanded an appeal for any of the averred deficiencies in the Appeal Brief. With the simplicity of the issues under 35 U.S.C. §103(a) present in this appeal, there is no reason to artificially encumber the appeal process with hyper-technical application of the amended rules, particularly where, as here, Applicant initially filed an Appeal Brief and amendments under 37 CFR §1.116(b) well prior to the effective dates of the amended appellant rules,

⁸ 37 CFR §41.1(b) -- Policy.

and Applicant has, in good faith, and in reliance upon the written statements of the Examining Corps, endeavored to comply with the numerous items of correspondence over the several years during which this appeal has been pending. The Director is therefor, urged to exercise supervisory authority and permit the Board to complete this appeal without further delay or prejudice to the Applicant.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

RELIEF REQUESTED

In view of the above, the Commissioner is respectfully requested to:

- A. Refuse to sustain and withdraw each *Notification of Non-Compliant Appeal Brief*;
 - B. Refuse to sustain the entry of each amendment of the claims which the Examiner has previously confirmed to have been entered;
 - C. Enter Applicant's Fourth Appeal Brief filed on or about the 20th of April 2005;
 - D. Direct the Examiner to prepare and immediately issue an *Examiner's Answer*;
- and
- E. Grant such other and further relief as justice may require.

Respectfully submitted,



Robert E. Bushnell,
Attorney for the Applicant
Registration No.: 27,774

1522 "K" Street N.W., Suite 300
Washington, D.C. 20005
(202) 408-9040

Folio: P53821 C
Date: 10/5/05
I.D.: REB/kf

THIS PAGE BLANK (USPTO)

VEHICLE MOVEMENT CHARACTERISTIC CORRECTING DEVICE

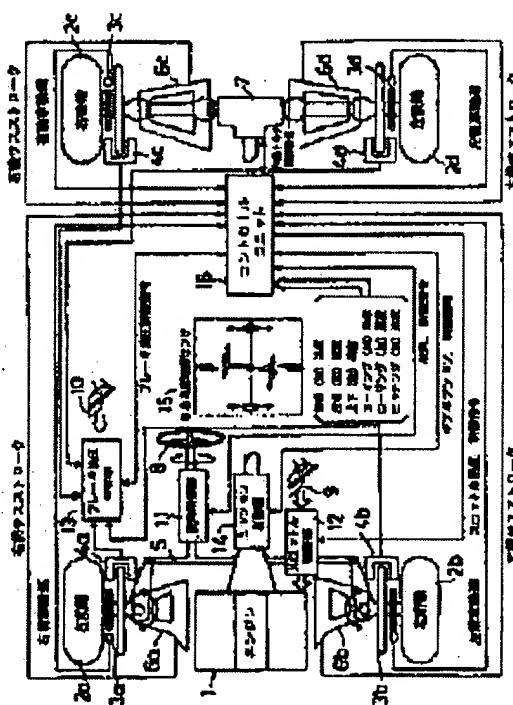
Patent number: JP4266538
Publication date: 1992-09-22
Inventor: YAMAKADO MAKOTO; others: 01
Applicant: HITACHI LTD
Classification:
- **international:** B60K41/28; B60T8/00; B62D6/00
- **european:**
Application number: JP19910026455 19910220
Priority number(s):

[Report a data error here](#)

Abstract of JP4266538

PURPOSE: To provide a movement characteristic correcting device for a vehicle which performs control equal to that by a skillful driver without impeding an intension of a driver.

CONSTITUTION: In a vehicle, a steering angle, a brake oil pressure, and a throttle opening are detected and vehicle movement is detected by means of a six-degree of freedom movement sensor comprising six acceleration sensors and an integrating circuit. By using above information, future movement, being a norm, of a vehicle and future movement of a real vehicle are estimated by means of the prestored movement characteristics of a



vehicle being a norm. When an eminent deviation therebetween is predicted, a steering angle, a brake oil pressure, and a throttle opening are controlled so that the deviation is reduced. When a vehicle exceeds a movement limit, such as a spin, a drift, and under steer, by effecting control equal to that by a skillful driver, the vehicle can be restored back to a value within the movement limit, and an effect to prevent the occurrence of a risk is produced.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Patent Abstracts of Japan

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-266538

(43) 公開日 平成4年(1992)9月22日

(51) Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 K 41/28		8920-3D		
B 6 0 T 8/00		7615-3H		
B 6 2 D 6/00		9034-3D		

審査請求 未請求 請求項の数15(全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平3-26455

(22) 出願日 平成3年(1991)2月20日

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 山門 誠

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日

立製作所機械研究所内

(72) 発明者 中村 満

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日

立製作所機械研究所内

(74) 代理人 弁理士 本多 小平 (外1名)

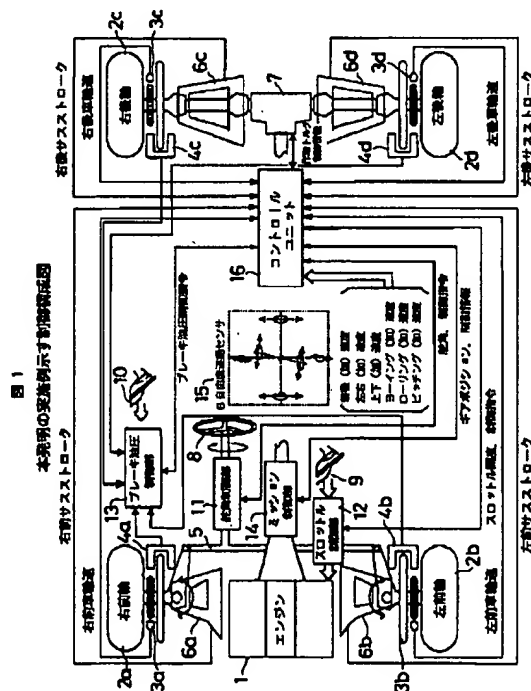
(54) 【発明の名称】 車両運動特性補正装置

(57) 【要約】

【目的】 運転者の意志を阻害することなく、熟練運転者と同等な制御を行うような車両の運動特性補正装置を提供することにある。

【構成】 車両において、操舵角と、ブレーキ油圧と、スロットル開度を検出し、6個の加速度センサと積分回路により構成された6自由度運動センサにより車両運動を検出し、この情報を用いて、予め記憶しておいた規範となる車両の運動特性より、規範となる車両の将来の運動と現実の車両の将来の運動を推測し、両者の間に著しい偏差が予想される場合は、その偏差を小さくするように舵角と、ブレーキ油圧と、スロットル開度を制御する様な構成になっている。

【効果】 車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなど、運動限界を越えた場合に、熟練運転者と同等な制御を行うことにより、限界内に引き戻すことができ、危険回避につながる効果がある。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両において操舵角を検出する手段と、ブレーキ油圧を検出する手段と、スロットル開度を検出する手段と、車両運動状態を検出する手段と、規範となる車両運動特性を記憶している規範車両運動特性状態記憶手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態とよりつぎの車両運動状態を予測する車両運動状態予測手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態と前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性とよりつぎの規範車両運動状態を予測する規範車両運動状態予測手段と、操舵角の制御手段と、ブレーキ油圧の制御手段と、スロットル開度の制御手段と、ギアポジションの制御手段と、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段と、を有し、前記車両運動状態予測手段が予測した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差が予想される場合には、該規範車両運動状態と前記車両運動状態検出手段が検出する車両運動状態との偏差を小さくするように、運転者の操舵、ブレーキング、スロットル操作に加え、前記舵角制御手段と前記ブレーキ油圧制御手段とスロットル開度制御手段とギアポジション制御手段とにより舵角、ブレーキ油圧、スロットル開度、ギアポジション、および駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの1者あるいは全者を制御する様に構成したことを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項2】 請求項1記載の車両運動特性補正装置において、車両運動状態とは、スロットル開度、ギアポジション、ブレーキ油圧、舵角、各車輪速、車両前後方向の加速度、車両前後方向の速度、車両左右方向の加減速度、車両左右方向の加速度、車両左右方向の速度、車両上下方向の加速度、車両上下方向の速度、車両ロール角加速度、車両ロール角速度、車両ロール角、車両ピッチ角加速度、車両ピッチ角速度、車両ピッチ角、車両ヨー角加速度、車両ヨー角速度、車両ヨー角のうちの1者あるいは全者であることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項3】 請求項1あるいは2記載の車両運動特性補正装置において、規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性とは、任意の初期値に対する、各種スロットル開度、各種ブレーキ油圧、各種舵角に対する、規範となる車両の請求項2記載の各種車両運動状態の応答であることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項4】 請求項1から3のいずれかに記載の車両

運動特性補正装置において、舵角制御手段は、旋回方向に対して、逆方向にまで舵角を制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項5】 請求項1から4のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記舵角制御手段は、旋回方向に対して正のコーナリングフォースを得るために、左右操舵輪を結ぶ中点の速度ベクトルを基準として、旋回方向に舵角を与え、旋回方向に対して負のコーナリングフォースを得るために、左右操舵輪を結ぶ中点の速度ベクトルを基準として、旋回方向と反対側に舵角を与えることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項6】 請求項1から5のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記ブレーキ油圧制御手段は、4輪のブレーキ油圧を独立して制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項7】 請求項1から6のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記ブレーキ油圧制御手段は、4輪のブレーキ油圧を独立して車輪非ロック状態からロック状態まで制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項8】 請求項1から7のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記ブレーキ油圧制御手段により各輪を独立して車輪非ロック状態からロック状態にまで制御することによって各輪のコーナリングフォースを制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項9】 請求項1から8のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段により駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクを制御し、ギアポジション制御手段によりギアポジションを制御することにより、各駆動輪にかかるエンジンブレーキを独立して制御することにより、各駆動輪を独立して車輪非ロック状態からロック状態にまで制御することにより各駆動輪のコーナリングフォースを制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項10】 請求項1から9のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記スロットル制御手段によりスロットル開度を制御し、前記駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段により駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクを制御し、前記ギアポジション制御手段によりギアポジションを制御することにより駆動輪を非空転状態から空転状態にまで制御することによって各輪のコーナリングフォースを制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項11】 請求項1から10のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記車両運動状態予測手段が予測した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差が予想される場合には、運転者に該偏差を表示し、注意を促すことを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項12】 請求項1から11のいずれかに記載の

車両運動特性補正装置において、前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性は、操舵角の検出手段により検出された操舵角、ブレーキ油圧の検出手段により検出されたブレーキ油圧、あるいはスロットル開度の検出手段により検出されたスロットル開度がある条件を満たす場合は、その条件に従い任意に変化することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項13】 請求項1から12のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、運転者の運転操作と本車両運動特性補正装置の制御操作の差分を運転者に表示することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項14】 請求項1から13のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、運転者により任意に制御あり、なしを選べることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項15】 車両において、操舵角を検出する手段と、ブレーキ油圧を検出する手段と、スロットル開度を検出する手段と、車両運動状態を検出する手段と、規範となる車両運動特性を記憶している規範車両運動特性状態記憶手段と、前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性より前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態よりつぎの規範車両運動状態を予測する規範車両運動状態予測手段と、操舵角の制御手段と、ブレーキ油圧の制御手段と、スロットル開度の制御手段と、ギアポジションの制御手段と、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段と、を有し、前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差がある場合には、該規範車両運動状態と前記車両運動状態検出手段が検出する車両運動状態との偏差を小さくするように、運転者の操舵、ブレーキング、スロットル操作に加え、前記操舵角制御手段と前記ブレーキ油圧制御手段とスロットル開度制御手段とギアポジション制御手段により舵角、ブレーキ油圧、スロットル開度、ギアポジション、あるいは駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの1者あるいは全者を制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなど、通常の運動限界を越えた場合に、熟練運転者と同等な制御を行うことにより、限界内に引き戻すための車両の運動特性補正装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 GM社により出願された米国特許「アダプティブ・ピークル」(USP4, 829, 434R74, 789, 1989年5月9日登録)は、ドライバの「操作」状態、天候や車間距離などの「環境」状態、お

よび車速や加速度などの「走行」状態をセンサで検出し、別にこれら三つの基本状態について知識ベースを構築しておき、これを利用して最適条件を求め、自動車に対して統合的なフィードバック制御を行うものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 上記米国特許に見られるような制御は、車両の旋回限界の向上のためのシステムであり、何等かの理由で限界を越えて横滑り、スピンが始まった状態では、制御効果が期待できない。

【0004】 ここで、車両運動論においては、車両が旋回限界を越えて横滑り、スピンを生じた場合には、旋回方向と逆にハンドルを中立位置へ戻す、あるいは中立位置より更に逆方向にハンドルを切り足す(カウンターステア)ことで横滑りを低減することや、アンダーステアでコーナーを曲がり切れない時にはサイドブレーキを引いて後輪のみをロックさせ小半径で旋回する(スピタール)ことは周知の高等運転技術である。しかしカウンターステアを必要量、正確に操作することや、スピタールの技術は非常に難しく、特殊訓練を受けた人以外にはほとんどできないのが実状である。

【0005】 本発明の目的は運転者の意志を阻害することなく、熟練運転者と同等な制御を行うような車両運動特性補正装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 かかる目的達成のため、本発明の車両運動特性補正装置の特徴は、車両において操舵角を検出する手段と、ブレーキ油圧を検出する手段と、スロットル開度を検出する手段と、車両運動状態を検出する手段と、規範となる車両運動特性を記憶している規範車両運動特性状態記憶手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態とからつぎの車両運動状態を予測する車両運動状態予測手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態と前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性とからつぎの規範車両運動状態を予測する規範車両運動状態予測手段と、操舵角の制御手段と、ブレーキ油圧の制御手段と、スロットル開度の制御手段と、ギアポジションの制御手段と、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制限手段と、を有し、前記車両運動状態予測手段が予測した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差が予想される場合には、該規範車両運動状態と前記車両運動状態検出手段が検出する車両運動状態との偏差を小さくするように、運転者の操舵、ブレーキング、スロットル操作に加え、前記操舵角制御手段と前記

ブレーキ油圧制御手段とスロットル開度制御手段とギアポジション制御手段とにより舵角、ブレーキ油圧、スロットル開度、ギアポジション、および駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの1者あるいは全者を制御する様に構成したことにある。

【0007】

【作用】上述の特徴によれば、車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなどの運動限界を越えた場合に、熟練運転者と同様な制御を行うことにより、限界内に引き戻すことができ、危険回避につながる。

【0008】

【実施例】前2輪操舵のフロントエンジン・リヤドライブ・オートマチックミッションの車両に本発明を適用した場合の第1実施例を図面に基き説明する。

【0009】図1は、本実施例の装置の全体的構成を示す図である。本装置は、エンジン1と、右前輪2aと、左前輪2bと、右後輪2cと、左後輪2dと、各輪の車輪速センサ3a、3b、3c、3dと、各輪のブレーキ4a、4b、4c、4dと、ステアリング機構5と、各輪サスペンション機構6a、6b、6c、6dと、コントロールデフ7と、ステアリング8と、アクセルペダル9と、ブレーキペダル10と、舵角制御部11と、スロットル制御部12と、ブレーキ油圧制御部13と、ミッション制御部14と、6自由度運動センサ15と、コントロールユニット16とで構成されている。

【0010】車輪速センサ3a、3b、3c、3dは、各輪と共に回転する検出歯車と磁気ピックアップとで構成されている。磁気ピックアップは、車輪回転角度に対応したパルス列を出力する。このパルス間隔を計測することにより車輪の各回転角度における車輪速が検出できる。

【0011】各輪のブレーキ4a、4b、4c、4dは、各輪に制動力を与えると同時に、作動時のブレーキライン圧のセンサも兼ね備えている。

【0012】サスペンション機構6aは、ダンパー等（図示せず）にストロークセンサ61a（図示せず）を具備しており、走行時に当該輪サスペンション機構のストローク量を検出できる。他のサスペンション機構6b、6c、6dも同様のストロークセンサを具備している。これにより、車両のロール角、ピッチ角が検出できる。また同時に、タイヤと路面とのキャンバ角の変化、トー変化等のアライメント変化が検出できる。

【0013】コントロールデフ7は、デファレンシャルギア内に差動制限用の油圧差動湿式多板クラッチを組み込んだものであり、電子制御で左右後輪の最大差動制限トルクが制御できるデファレンシャルギアであり、公知のものである。これにより左右後輪の車輪速差、駆動トルクに関わらず、通常の差動制限無しのデファレンシャルギアの状態から左右後輪が直結状態であるロックアップ状態にまで自由に制御できるものである。

【0014】図2は、舵角制御部11の構成を示す図である。舵角制御部11は、実際の舵角を検出する実舵角エンコーダ111と、ステアモータ113の回転を減速するギアボックス112と、湿式多板クラッチ114と、ステアフィール（feel）補正モータ115の回転を減速するギヤボックス116と、運転者のステアリング舵角を検出するステア角エンコーダ117と、実舵角制御部118と、ステアフィール補正部119とで構成されている。以下、その動作について示す。運転者がステアリング8を切ると、ステア舵角エンコーダ117によりステア舵角が検出され、コントロールユニット16に入力する。コントロールユニット16では、このステア舵角と各種情報を組合せ、実舵角制御部118に舵角指令を出力する。ステアモータ113は、電動機よりなるサーボモータの一種であり、コントロールユニット16の舵角指令に実舵角エンコーダ111の検出値を追従させる。ステアリング機構5は、ラックアンドピニオン構造になっておりステアリングシャフト5'が回転するとタイヤ角が変化する。実舵角制御部118には電流制御用のパワートランジスタ1181の他、実舵電流検出センサ1182が具備されている。一般にモータ（電動機）において出力トルクは流入する電流に比例する。今、バッテリーからステアモータ113に入力する電流を、実舵電流検出センサ1182で検出することにより、実舵角を舵角指令に追従させるために必要なトルク、即ち路面からの反力が検出できる。コントロールユニット16では、この検出した路面からの反力に応じて、ステアフィール補正部119、ステアフィール補正モータ115、そしてステアリング8を通じて運転者に対して的確なステアリングフィールをフィードバックする。また、舵角制御部11は、湿式多板クラッチ114を具備しており、各モータが故障した時に、このクラッチをつなぐことによりステアリングシャフト5'が直結され、運転者はステアリング8により直接舵角が制御できる。またこのときに運転者が急にステアリングが切れるようにギヤボックス112、116のギヤレシオを設定しておかねばならない。

【0015】図3はスロットル制御部12の構成を示す図、図4は図3中のデファレンシャル機構部の構造を示す図である。アクセルペダル9につながれたワイヤ120は、デファレンシャル構造122に図4のように固定されている。今、アクセルペダル9を踏み込んだ際、サーボモータ124が停止している場合には、スロットルバルブ121はデファレンシャル構造122と共に回転し、通常のスロットル構造と同等な動きを行う。そしてスロットル開度は、スロットルポジションセンサ123により検出され、コントロールユニット16に入力される。次にサーボモータ124が回転する場合について示す。今、アクセルペダル9が固定され、サーボモータ124が反時計廻りに回転すると、スロットル

バルブ121は、図4の傘歯車により構成されるディファレンシャル構造により、時計まわり（サーボモータ124と逆方向）に回転し、サーボモータ124が時計廻りに回転するとスロットバルブ121は反時計まわりに回転する。従ってサーボモータ124の回転角を制御することにより、運転者のアクセル操作と独立してスロットル開度を制御することができる。コントロールユニット16は、スロットルポジションセンサ123により検出されたスロットル開度と各種情報を組合せ、サーボモータ124により、的確なスロットル開度の制御を行う。万一、サーボモータが故障した際にもスロットルバルブ121はアクセルペダル9により操作できるので通常の運転には支障が無い。

【0016】図5はブレーキ油圧制御部13の1輪分の構成を示す図である。ブレーキ油圧制御部は、ブレーキペダル10とリンク機構131により結合されたサーボモータ132と、マスタシリンダ133と、マスタ油圧センサ134と、ブレーキ油圧制御弁135と、各輪油圧センサ136で構成されている。リンク機構131はブレーキペダル10とサーボモータ132からの入力を確実にマスタシリンダ133に伝えると同時にサーボモータ132からの入力をブレーキペダル側に伝えないように構成されている。コントロールユニット16は、マスタシリンダ133に設けられたマスタ油圧センサ134より、運転者が必要としている減速度を推定する。本実施例では運転者がブレーキペダル10を踏み込むことにより生じるマスタシリンダの油圧によりこの減速度を推定するが、ブレーキペダルにブレーキペダルポジションセンサを設け、その変位から運転者が必要としている減速度を推定することもできる。コントロールユニット16では、この運転者が必要としている減速度に対して、さらに各種情報を組合せ、推定した減速度を得るために必要な、4輪に対する独立した油圧制御指令を算出し、各輪の油圧センサにより検出される各輪ブレーキ圧がこの指令に追従するように各輪のブレーキ油圧を制御する。また、運転者がブレーキを踏んでいない場合でも、オーバースピードでコーナーに進入する等してコントロールユニット16が、ブレーキ力が必要だと判断した場合には、サーボモータ132が、リンク機構131を通じて、マスタシリンダ133に力を伝え、運転者がブレーキペダル10を踏み込んだと同じ状態を作り出せるようになっている。

【0017】図6に6自由度運動センサ15の構成を示す。6自由度運動センサ15は、車両の重心を原点とし、前後方向にx軸、左右方向にy軸、上下方向にz軸を取った車両固定座標系において図7のように車両に配置された6個の加速度センサ（線加速度センサ）151a, 151b, 151c, 151d, 151e, 151fと、乗算機152と、変換回路153と、2段の積分回路154, 155と、微分回路156とにより構成さ

れている。一般によく知られているように車両運動における自由度は、x軸方向、y軸方向、z軸方向の並進運動の他に、x軸廻りの回転運動（ローリング）、y軸廻りの回転運動（ピッチング）、z軸廻りの回転運動（ヨーイング）が存在する。そしてこれらの運動は互いに連成して成り立っているため、実際に加速度センサで測定される情報は、6自由度の成分すべてを含んでいる。従ってx軸方向の加速度を a_x 、速度を v_x 、y軸方向の加速度を a_y 、速度を v_y 、z軸方向の加速度を a_z 、速度を v_z 、x軸廻りの回転（ローリング）角加速度を α_x 、角速度を ω_x 、y軸廻りの回転（ピッチング）角加速度を α_y 、角速度を ω_y 、z軸廻りの回転（ヨーイング）角加速度を α_z 、角速度を ω_z とし、6個の加速度センサ151a, 151b, 151c, 151d, 151e, 151fにより検出された検出値を $G_x, G_y, G_z, G_{\alpha_x}, G_{\alpha_y}, G_{\alpha_z}$ とすると、例えばx軸方向の加速度 a_x 、y軸廻りの回転（ピッチング）角加速度 α_y については次のような関係がある。

【0018】

【数1】

$$a_x = \frac{1_a \cdot G_x + 1_b \cdot G_y}{1_a + 1_b} - \int \alpha_y dt \quad \alpha_y = \frac{1_a \cdot G_y + 1_b \cdot G_x}{1_a + 1_b} - \omega_x \cdot v_y$$

【0019】

【数2】

$$a_y = \frac{G_x - G_y}{1_a + 1_b}$$

【0020】本6自由度運動センサ15では、乗算機152と変換回路153と積分回路154で、このような演算を可能としている。積分回路154からの出力は速度、角速度情報となり、積分回路155からの出力は位置情報となり、微分回路156からの出力は加々々速度情報となり、コントロールユニット16に出力される。コントロールユニット16では、これらの情報を用いて、車両運動状態を把握すると共に、運転者の操舵角、スロットル開度、ブレーキ油圧等の運転操作情報を加え合わせ、対象車両固有の運動方程式を解くことにより、今後の車両運動を予測すると同時に、制御を追従させる目標とする車両（規範車両）の固有運動方程式を解くことにより、規範となる車両運動をも予測する。

【0021】図8に、車両が高速旋回を行い、急激な挙動変化を起こし、スピン状態に陥った場合の車両軌跡、ステアリング舵角を示す。図9に、車両が図8と同じコーナーにおいて高速旋回を行い、挙動変化を起こしたが、カウンタステアを用いてスピンを回避し、コーナーを脱出した場合の車両軌跡、ステアリング舵角を示す。図8、図9とも（a）、（b）の状態は同じである。車両が横滑り無しに旋回している状態での2次元での力学

9

的な釣合を図10に、また、旋回中に横滑りを起した状態での2次元での力学的な釣合を図11に、更に、カウンタステア時における2次元での力学的な釣合を図12に示す。

【0022】車両には、前左右輪、後左右輪に発生するコーナリングフォース C_{rl} 、 C_{rr} 、 C_{fl} 、 C_{fr} と、スロットル開度を増加させた場合に後左右輪に働く駆動力 F_{brl} 、 F_{brr} と、ブレーキをかけた場合に前左右輪、後左右輪に働く制動力 F_{arl} 、 F_{arr} 、 F_{fl} 、 F_{fr}

と、車両の重心に働く遠心力とが働いており、これによってy軸方向の並進運動とz軸廻りの回転運動の釣*

$$mV \cdot \left[\frac{d\beta}{dt} + \omega_z \right] = C_{rl} + C_{rr} \left[F_{brl} + F_{brr} \right] \sin \delta + C_{rl} + C_{rr}$$

【0025】z軸廻り

※【数4】

【0026】

※

$$I \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = I_r \left\{ \left[C_{rl} + C_{rr} \right] - \left[F_{brl} + F_{brr} \right] \sin \delta \right\} - \frac{1}{2} I_{re} \left\{ \left[-F_{brl} \right] - \left[-F_{brr} \right] \right\} \cos \delta - I_r (C_{rl} + C_{rr}) - \frac{1}{2} I_{re} \left\{ \left[F_{arl} - F_{arr} \right] - \left[F_{fl} - F_{fr} \right] \right\}$$

【0027】コーナリングフォースは車両の進行方向（速度Vの方向）に対する車輪の横滑り角により決定され、前輪においてステアリング舵角によって運転者により制御されている。今、前左右輪のコーナリングパワーを K_{rl} 、 K_{rr} 、後輪のコーナリングパワーを K_{fl} 、 K_{fr} とすると、

【0028】

【数5】

$$C_{rl} = -K_{rl} \cdot \beta_{rl} \approx -K_{rl} \left[\beta + l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \delta \right]$$

【0029】

【数6】

$$C_{rr} = -K_{rr} \cdot \beta_{rr} \approx -K_{rr} \left[\beta + l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \delta \right]$$

【0030】

【数7】

$$C_{rl} = -K_{rl} \cdot \beta_{rl} \approx -K_{rl} \left[\beta - l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \right]$$

【0031】

【数8】

$$C_{rr} = -K_{rr} \cdot \beta_{rr} \approx -K_{rr} \left[\beta - l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \right]$$

【0032】で表せる。 β_{rl} 、 β_{rr} 、 β_{fl} 、 β_{fr} は、それぞれ前左右輪、後左右輪の横滑り角である。ここで簡単のため前左右輪の横滑り角はそれぞれ等しく、また後

10

*合がとられている。今、車両が一定の速度Vで旋回しており、車両の重量をm、重心廻りの慣性モーメントをI、車両重心から前輪までの有効長さを l_r 、後輪までの有効長さを l_r 、前輪トレッドを l 、後輪トレッドを l とし、 $\tan \beta = v/v$ で定義される車両重心横滑り角を β 、舵角を δ とすると、この状態における運動は次のように記述できる。

【0023】y軸方向

【0024】

【数3】

左右輪の横滑り角はそれぞれ等しいと仮定する。

【0033】制駆動力（制動力および駆動力の総称、以下同じ）はブレーキ、アクセルによって運転者により制御されている。よく知られているように限界走行時にタイヤが最大限発生できるコーナリングフォースと制駆動力の絶対値の和は路面とタイヤとの摩擦係数が変わらなければ一定である。今、前左右輪におけるこの一定値を F_{rl} 、 F_{rr} 、後輪においては F_{fl} 、 F_{fr} とすると限界走行時には、以下のような式が成り立つ。

【0034】

【数9】

$$F_{rl}^2 = C_{rl}^2 + F_{brl}^2$$

【0035】

【数10】

$$|C_{rl}| = \sqrt{F_{rl}^2 - F_{brl}^2}$$

【0036】

【数11】

$$F_{rr}^2 = C_{rr}^2 + F_{brr}^2$$

【0037】

【数12】

$$|C_{rr}| = \sqrt{F_{rr}^2 - F_{brr}^2}$$

11

【0038】

【数13】

$$R_1^2 = C_{r1}^2 + (F_{arr1} - F_{br1})^2$$

【0039】

【数14】

$$|C_{r1}| = \sqrt{R_1^2 - (F_{arr1} - F_{br1})^2}$$

【0040】

【数15】

$$R_r^2 = C_{rr}^2 + (F_{arr} - F_{br})^2$$

【0041】

【数16】

$$mV \cdot \left[\frac{d\beta}{dt} + \omega_s \right] = - \left[K_{r1} + K_{rr} \right] \left\{ \beta + l_r \cdot \frac{\omega_s}{V} - \delta \right\} \\ - (F_{br1} + F_{br}) \sin \delta \\ + \sqrt{R_1^2 - (F_{arr1} - F_{br1})^2} \\ + \sqrt{R_r^2 - (F_{arr} - F_{br})^2}$$

【0044】 z 軸廻り

【0045】

※【数18】

※

$$I \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = -l_r \left[K_{r1} + K_{rr} \right] \left\{ \beta + l_r \cdot \frac{\omega_s}{V} - \delta \right\} \\ - l_r (F_{br1} + F_{br}) \sin \delta \\ - \frac{1}{2} l_{rr} \left\{ \left[-F_{br} \right] - \left[-F_{br1} \right] \right\} \cos \delta \\ - l_r \sqrt{R_1^2 - (F_{arr1} - F_{br1})^2} \\ - l_r \sqrt{R_r^2 - (F_{arr} - F_{br})^2} \\ + \frac{1}{2} l_{rr} \left\{ (F_{arr} - F_{br}) - (F_{arr1} - F_{br1}) \right\}$$

【0046】となる。(数18)の第3項、第6項はそれぞれ前左右輪の制駆動力の差、後左右輪の制駆動力の差を表している。従って上述のように前左右輪の制動力をブレーキ油圧制御部13で独立に制御し、後左右輪の制駆動力をブレーキ油圧制御部13とコントロールデフ7で制御してやることでz軸廻りのモーメントを直接制御することにより、積極的にz軸廻りの回転が制御できる。

【0047】また(数17)からわかるように、左右後輪制駆動力($F_{br} - F_{br1}$), ($F_{ar} - F_{ar1}$)を増加させると(数17)の第3、第4項が減少し、横滑

$$* \quad |C_{rr}| = \sqrt{R_r^2 - (F_{arr} - F_{br})^2}$$

【0042】図10においては、車両の進行方向(速度Vの方向)とx軸方向とは一致しており、車両はy軸方向の速度成分vを持っていない。すなわち $\beta=0$ の状態である。次に図11は、 $\beta<0$ の状態を示している。このように後輪がコーナーの外側に振り出されているのは、操舵機構を持っていないために遠心力に見合うコーナリングフォースを得るための車輪横滑り角を得るためである。この状態から、さらにアクセスを踏む、もしくは後輪のみにブレーキをかけるなどして後輪の制駆動力の絶対値を上げてやると、後輪は前輪より先に限界状態を越える。このときのy軸方向の並進運動とz軸廻りの回転運動の運動方程式を示すと、y軸方向

【0043】

*【数17】

※【数18】

※

り角 β が増大する。さらに(数18)の第4、第5項が増加し、z軸廻りの回転角加速度 $d\omega/dt$ も大きくなり、巻き込みスピン状態に陥る。ここでこのスピンを回避するためには、(数17)、(数18)からわかるように制駆動力を過大にならないように制御してやると同時に、舵角 δ を減少させ負の領域(旋回方向とは逆、即ちカウンターステア)まで制御してやり、前輪が発生するコーナリングフォースによるz軸廻りの回転モーメントをゼロあるいは負(逆向き)にしてやるのが有効である(図12)。

【0048】図13に本発明における上記制御の実現法

を、まず操舵機能を持つ前輪について示し、次に後輪について示すことにする。(数5)、(数6)において、 $\beta + 1 \cdot \omega / V$ は、前輪トレッド中央の横滑り角であり、6自由度運動センサ15からの情報をコントロールユニット16で処理することにより検出できる。今、前輪トレッド中央の横滑り方向を縦軸にとり、コーナリングフォースを横軸にとり、前輪トレッド中央の横滑り角ベクトルと前輪の成す角を新たに δ' とし、図13のように舵角ベクトルを考えると、 δ' が実際のコーナリングフォースを生み出す舵角であることがわかる。この舵角ベクトルのコーナリングフォース軸への正写影がコーナリングフォースであると考えられる。今、舵角 δ' が増加するとある舵角でコーナリングフォースは最大値を取り、それ以後は減少してしまうので、舵角ベクトルは図13のような軌跡を描くことになる。図13において(a)の状態は、通常の状態に制御されている場合であり、舵角 δ' が正でコーナリングフォースも正である。(b)と(c)の状態に舵角が制御されている状態が本発明の特徴的なところであり、(b)においては、 δ' をゼロに制御し、コーナリングフォースをゼロとして、さらに(c)においては δ' を負にすることにより、旋回方向と逆のコーナリングフォースを発生させている。これは、熟練運転者のみが可能である運転操作の一つであるカウンターステアを実現しているのと同値である。

【0049】次に後輪について説明する。通常の運転状態(d)、(e)においては駆動力F又は制動力Fの増加に伴いコーナリングフォースが減少し、更にタイヤ駆動力が過大なホイールロック状態(f)や、タイヤ制動力が過大なホイールロック状態(g)では、コーナリングフォースはゼロとなる。本発明においては、このコーナリングフォースの減少を積極的に利用し、6自由度運動センサ15から検出される車両速度と車輪速センサ3により検出される各輪の車輪速を用いてブレーキ油圧制御部13、スロットル制御部12により、制駆動力を制御し、コーナリングフォースを制御する。またこの制動力を制御してコーナリングフォースを制御する方法は、ブレーキを持っている前輪にも適用できるのは言うまでもない。

【0050】本発明においては、コントロールユニット16が、6自由度運動センサ15から得られる車両運動情報、各輪の車輪速センサ3から得られる各車輪速、舵角制御部11から得られる舵角情報、スロットル制御部12から得られるスロットル開度情報、ブレーキ油圧制御部13から得られるブレーキ油圧情報を用い、以上のように積極的にカウンターステアを用いたり、後輪にのみブレーキをかけたり、過剰にスロットルを開いて駆動輪を空転させて各輪のコーナリングフォースを独立して制御することにより、z軸廻りの回転モーメントを制御し、車両の運動状態を制御する。もちろん、後輪制駆

力の制御にコントロールデフ7、ミッション制御手段14を用いることは言うまでもない。

【0051】図14を用いて、コントロールユニット16内部での車両運動の推定プロセスを説明する。コントロールユニット16は、6自由度運動センサ15のz軸廻りの回転加速度 ω を検出すると(旋回が始まると)、6自由度運動センサ15の積分回路のリセットを行うと同時に検出を開始する。6自由度運動センサ15により検出されるx軸方向の並進速度 v_x 、y軸方向の並進速度 v_y より、車両重心横滑り角 $\beta = \arctan(v_y / v_x)$ を算出する。さらにz軸廻りの回転速度 ω と、運転者によりステアリング8を通じ入力される舵角(これは舵角センサを兼ねる舵角制御部11より検知される)を受け、各輪の横滑り角を検出する。一方、x軸廻りの回転角度(ロール角)、y軸廻りの回転角度(ピッチ角)を6自由度運動センサ15により検出し、車両の姿勢変化を検出し、各輪にかかっている荷重を検出する。さらに各輪サスペンション機構6a、6b、6c、6dのストロークセンサ61a、61b、61c、61dからの情報により6自由度運動センサ15にて検出された車両姿勢変化情報を補正する。これにより得られた車体姿勢変化と、サスペンションリンク機構の設計データより、キャンバ角の変化、トー角の変化等のアライメント変化を検出する。またこれと同時に車輪速センサにより各輪の車輪速を検出し、6自由度運動センサ15により検出された車両速度と比較することにより、各輪のスリップ率を検出しておく。以上の各輪の横滑り角、荷重、アライメント変化、スリップ率とともに、スロットル制御部12により検出される運転者スロットル開度とミッション制御部14により検出されるギアポジションとから推定される駆動力、ブレーキ油圧制御部13により検出される運転者ブレーキライン圧から推定される制動力の情報、コントロールデフ7から検出される後輪の最大差動制限トルク、さらには、タイヤの非線形性などの各種情報を用い、各輪コーナリングフォースを算定する。そして得られた各輪コーナリングフォース、制動力、駆動力を用いて6自由度の運動方程式を解き、車両運動を推定する。また、これと同等な方法で、各輪コーナリングフォース、制動力、駆動力を用いて、あらかじめコントロールユニット16内部に記憶されている制御目標となる規範車両の運動特性が記述された6自由度の運動方程式を解き、車両運動の制御目標とする。

【0052】図15に車両が限界速度旋回中において、車両運動をz軸廻りの回転速度で代表し、さらに規範車両としてニュートラルステア(運動状態が、舵角と速度によってのみ決定される車両)を選択した場合のコントロールユニット16の制御プロセスを示す。図14のような手順で推定された規範車両のz軸廻りの回転速度 ω_0 と自車のz軸廻りの回転速度 ω とを比較する。今、

$\omega - \omega_0 > \epsilon$ (ϵ は $\epsilon > 0$ を満たす任意定数)の場合、コントロールユニット16は、車両に規範車両と比べてオーバーステアが発生していると判断し、運転者にこの情報を提示し、注意をうながしてもよい。コントロールユニット16は、舵角制御部11に対して舵角 δ を $\delta - \Delta\delta$ とする補正指令を出す。これでz軸廻りの回転速度 ω が減少すれば、 ω が ω_0 に追従するように補正を続ける。しかし、舵角を $\Delta\delta$ 減少させてもz軸廻りの回転速度 ω が減少しなければ、舵角を減少させながらスロットル制御部12とブレーキ油圧制御部13により、舵角 δ と同様に、スロットル開度 θ 、ブレーキライン圧 p_b を減少させ、またミッション制御部14とコントロールデフ7を用いて左右後輪の制動力、駆動力が適正に減少するように補正制御して、前輪の荷重を増加させると共に、後輪のコナリングフォースを増加させ、相対的にz軸廻りの回転モーメントを減少させる。そしてさらには、旋回方向とは逆になるまで舵角を切込み(カウンターステア)、z軸廻りに現在の回転方向とは逆のモーメントが積極的に働くように補正する。このようにして ω が ω_0 に追従するように補正制御する。しかし、どうしても ω が減少しない場合は、危険回避のために舵角をさらにフルロックまでカウンターステア方向に切込み、ブレーキ油圧を前輪>後輪の関係に保ちながら、車両重心横滑り角 β が $\pi/2$ に近づくように制御し、車両を停止させてもよい。

【0053】次に $\omega - \omega_0 < \epsilon'$ (ϵ' は $\epsilon' > 0$ を満たす任意定数)の場合、コントロールユニット16は、車両に規範車両と比べてアンダーステアが発生していると判断し、運転者にこの情報を提示し、注意をうながしてもよい。コントロールユニット16は、舵角制御部11に対して舵角 δ を $\delta + \Delta\delta$ とする補正指令を出す。これでz軸廻りの回転速度 ω が増加すれば、 ω が ω_0 に追従するように補正を続ける。しかし、舵角を $\Delta\delta$ 増加させてもz軸廻りの回転速度 ω が増加しなければ、前輪のコナリングフォースが限界に達しているの見なし、スロットル制御部12と、ブレーキ油圧制御部13と、ミッション制御部14と、コントロールデフ7を用いて左右後輪の制動力、駆動力が適正に増加するように補正制御して、前輪の荷重を増加させ前輪コナリングフォースを増加させると共に、後輪のコナリングフォースを減少させ、相対的にz軸廻りの回転モーメントを増加させ、 ω が ω_0 に追従するように補正する。それでも ω が増加しなければ、完全にコントロール不能と見なし、スロットル開度を全閉にし、ギアポジションを下げ、効果的にエンジンブレーキをかけながら、後輪が空転するまでブレーキ油圧をかけ、後輪のコナリングフォースをゼロにして、z軸廻りの回転モーメントを一気に増加させる、いわゆるスピントーンと同様な制御を行ってもよい。ここで、急激にz軸廻りの回転速度が増加してしまった場合は、上述のオーバーステ

ア時の制御を行ってもよい。

【0054】一般に車両のステアリング特性はアンダーステアに設計される場合が多い。従って上述のようにオーバーステアが発生することは、路面が凍結路のような極端な低摩擦係数の路である場合と、運転者が故意に多大な制駆動力を各車輪(特に後輪)に与えてオーバーステアを誘発させている場合とが考えられる。このうち前者の場合は、図15で示した制御で良い。しかし後者の場合は車両の重心の横滑り角を積極的に大きくして、カウンターステアをあてながら旋回する、いわゆるドリフト走行を行おうとしていると考えられる。このような場合コントロールユニット16は、z軸廻りの回転速度 ω を制御すると同時に、車両重心横滑り角 β を運転者の操作に従って制御する、即ち、制御目標とする規範車両の運動特性を運転者の操作に従って変化させるのが運転者に違和感を与えず、望ましい。

【0055】図16に一般の車両において重心の横滑り角を積極的に増大させようとしている場合の運転者の操作、図17にそうでない場合のその1例を示す。今、オーバーステアが検出された時点での車両重心横滑り角を β_0 、舵角を δ_0 、スロットル開度を θ_0 、ブレーキライン圧を p_{b0} とする。図16においては、オーバーステア発生時の舵角 δ の減少が的確であり、またそれと呼応するようにスロットル開度 θ が増加している。即ち、旋回方向とは逆になるまで舵角を切込み(カウンターステア)、z軸廻りに現在の回転方向と逆のモーメントが積極的に働くようにすると同時に、後輪の駆動力が増大するように制御することにより後輪のコナリングフォースを減少させ、相対的にz軸廻りの回転モーメントを増加させるという相反した操作を行うことにより、z軸廻りの回転モーメントが0となるようにバランス制御しているのである。これに対して、図17においては、不意のオーバーステア発生でブレーキを踏んでしまい、z軸廻りの回転モーメントを増加させるかたちになり、車両重心横滑り角 β が増大してしまっている。さらに車両重心横滑り角 β に対する補正としての舵角 δ の操作タイミングが遅れており、いわゆるダッチロール現象を引き起こしている。図16と図17とを比較すれば明らかに、オーバーステア時の車両重心横滑り β 、舵角 δ 、スロットル開度 θ 、ブレーキライン圧 p_b を検出することにより、かなりの精度で運転者の意志を推定できる。

【0056】図18に、スロットル開度 θ を運転者の意志として評価した場合のオーバーステア発生時のコントロールユニット16の動作を示す。最初にオーバーステア発生時点でのスロットル開度 θ_0 を検出し、これを θ_1 とする。そして時間 Δt 経過後、スロットル開度 θ_2 とx軸方向の並進速度 v 、z軸廻りの回転速度 ω 、車両重心点横滑り角 β_1 を検出する。ここで $d\theta/dt$ を計算し、もし $d\theta/dt > 0$ であれば、運転者はオー

バーステアを誘発しようとしていると見なし、運転者の意志に応じて規範車両運動特性を擬似オーバーステア特性に変更する。具体的には容認されているz軸廻りの回転速度 ω を大きくしたり、車両重心横滑り角 β を、 β_1 にスロットル開度の時間変化 $d\theta/dt$ に適当な比例定数 K を掛け合わせたものを加え合わせて、 $\beta = \beta_1 + K \cdot d\theta/dt$ と設定値を変更したりする。ここでコントロールユニット16はスロットル開度 θ とx軸方向の並進速度 v 、z軸廻りの回転速度 ω 、車両重心点横滑り角 β を変数とする規範舵角制御曲線 $f(\theta, v, \omega, \beta)$ を決定する(簡単のために、ここでは右カーブを対象とし、 v のみをパラメータとした図としてある)。規範舵角制御曲線 $f(\theta, v, \omega, \beta)$ において舵角がフルロックとなるスロットル開度を θ_{max} とする。このスロットル開度が、カウンターステアを含む舵角制御でスピンを回避できる最大の値である。この値を越えて運転者がスロットルを開いてもコントロールユニット16は $\theta_2 = \theta_{max}$ と補正してスロットル制御部12経由でエンジン1に制御指令を出す。 $\theta_2 < \theta_{max}$ のときは、舵角を $\delta = f(\theta_2, v, \omega, \beta)$ と補正する。以下この繰り返しを行い、運転者の意志に追従するように、規範舵角制御曲線を更新し、車両運動をこれに追従させるように制御を続け、z軸廻りの回転速度 ω がゼロになった時点でコーナーを脱出したと見なし補正制御を終える。

【0057】図18においては、運転者がドリフト走行を行おうとしている例について示したが、その他の場合においても、運転者の意志に起因する各種操縦量(舵角、スロットル開度、ブレーキ油圧等)を検出し、運転者の意志を推測し、これに追従するように、規範運動特性を更新し、車両運動をこれに追従させるように制御を行うことに変わりはない。

【0058】このような制御が実施されている場合、コントロールユニット16は、舵角、ブレーキ圧、スロットル開度の補正制御値を実時間で運転者に表示することにより、運転者の操作と実際の車両運動を引き起こすための操作量の差分や、タイミングの違いを示してもよい。そして、操作量の差分やタイミングの違いが少ないと判断した際には、運転者により任意に、制御あり、なしを選べるようにしてもよい。

【0059】なお、本発明の以上述べた実施例において、前2輪操舵のフロントエンジン・リヤドライブの車両について説明を行ったが、6自由度車両運動の検出方法、各輪のコーナリングフォースを制駆動力を制御することにより制御すること、及び、積極的に操舵角を通常旋回時とは逆方向に制御することは、電気自動車等、すべての車両に適用可能であることは、言うまでもない。

【0060】

【発明の効果】本発明によれば車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなど、運動限界を越えた場合に、熟

練運転者と同様な制御を行うことにより、限界内に引き戻すことができ、危険回避につながる効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す全体的な制御構成図。

【図2】舵角制御部の構成を示す図。

【図3】スロットル制御部の構成を示す図。

【図4】スロットル制御部のディファレンシャル機構の構造を示す図。

【図5】ブレーキ油圧制御部の構成を示す図。

【図6】6自由度運動センサの構成を示す図。

【図7】加速度センサの配置を示す図。

【図8】スピン状態に陥った車両軌跡を示す図。

【図9】カウンターステアを用いた車両軌跡を示す図。

【図10】車両重心横滑りが無い場合の車両の2次元の力学的な釣合を示す図。

【図11】車両重心横滑りがある場合の車両の2次元の力学的な釣合を示す図。

【図12】車両重心横滑りがある場合にカウンターステアを用いた場合の車両の2次元の力学的な釣合を示す図。

【図13】本発明の実施例におけるコーナリングフォースの制御方法を示す図。

【図14】本発明の実施例における車両運動の予測プロセスを示す図。

【図15】本発明の実施例における制御プロセスを示す図。

【図16】一般の車両において重心の横滑り角を積極的に増大させようとしている場合の運転者の操作を示す図。

【図17】一般の車両において重心の横滑り角を積極的に増大させようとしていない場合の運転者の操作を示す図であり、オーバーステア時の運転者の操作を示す図。

【図18】規範車両特性の修正プロセスを示す図。

【符号の説明】

1…エンジン	2a…右前輪
2b…左前輪	2c…右後輪
2d…左後輪	3a…右前輪車輪速センサ
3b…左前輪車輪速センサ	3c…右後輪車輪速センサ
3d…左後輪車輪速センサ	4a…右前輪ブレーキ
4b…左前輪ブレーキ	4c…右後輪ブレーキ
4d…左後輪ブレーキ	5…ステアリング機構
6a…右前輪サスペンション機構	6b…左前輪サスペンション機構
6c…右後輪サスペンション機構	6d…左後輪サスペンション機構

19

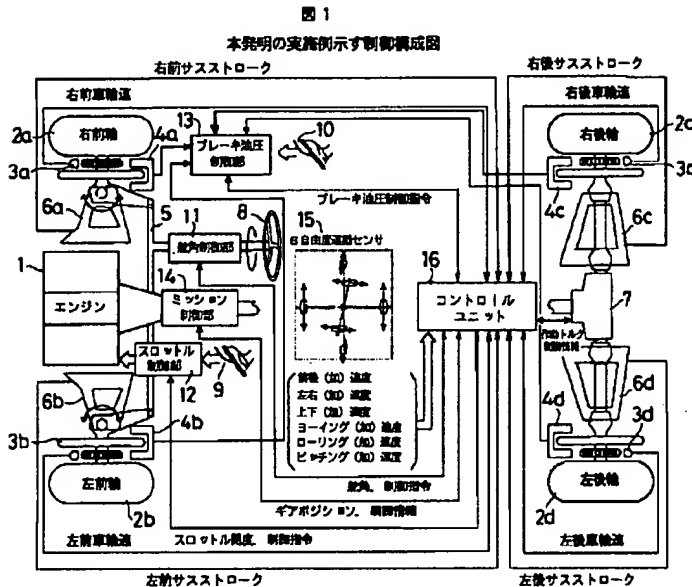
7…コントロールデフ
9…アクセルペダル
11…舵角制御部
コード
112…ギヤボックス
114…湿式多板クラッチ
ール補正モータ
116…ギヤボックス
エンコーダ
118…実舵角制御部
ランジスタ
1182…実舵電流検出センサ
ール補正部
1191…パワートランジスタ

8…ステアリング
10…ブレーキペタ
111…実舵角エン
113…ステアモータ
115…ステアフィ
117…ステア舵角
1181…パワート
119…ステアフィ
10

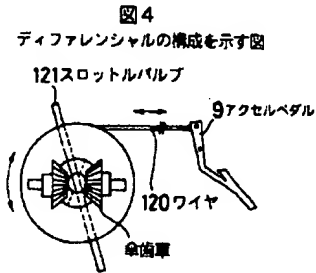
20

1192…ステアフィール電流検出センサ
12…スロットル制御部
121…スロットルバルブ
ンシャル機構
123…スロットルポジションセンサ
124…サーボモータ
131…リンク機構
133…マスタシリンダ
センサ
135…ブレーキ油圧制御弁
ンサ
14…ミッション制御部
センサ
16…コントロールユニット
120…ワイヤ
122…ディファレ
13…ブレーキ油圧
132…サーボモータ
134…マスタ油圧
136…各輪油圧セ
15…6自由度運動

【図1】

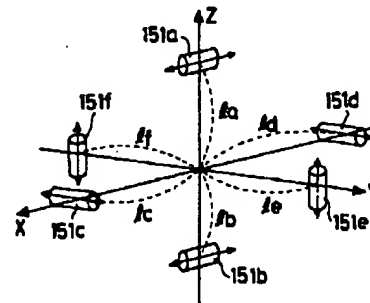


【図4】



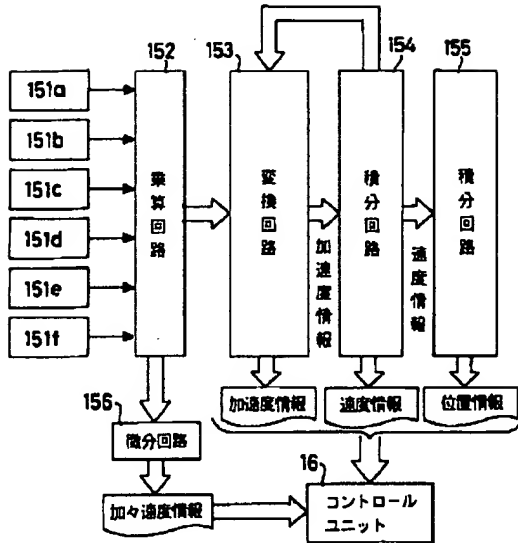
【図7】

図7 加速度センサの配置図



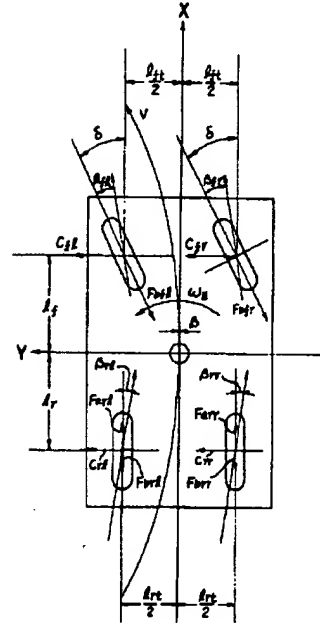
【図6】

図8
6自由度運動センサの構成図



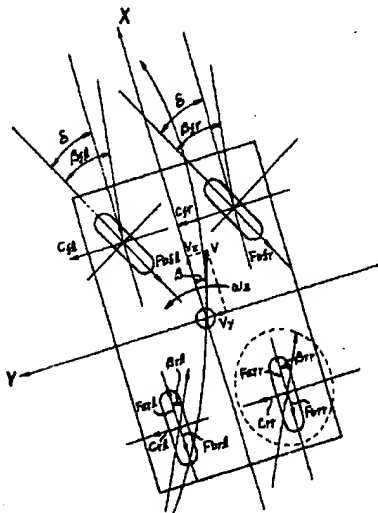
【図10】

図10
横滑り無し時の車両釣り合い



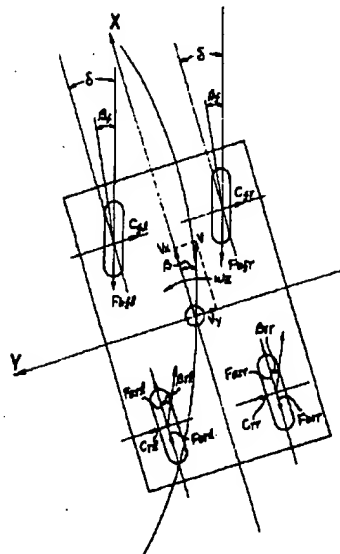
【図11】

図11
横滑り有り時の車両釣り合い

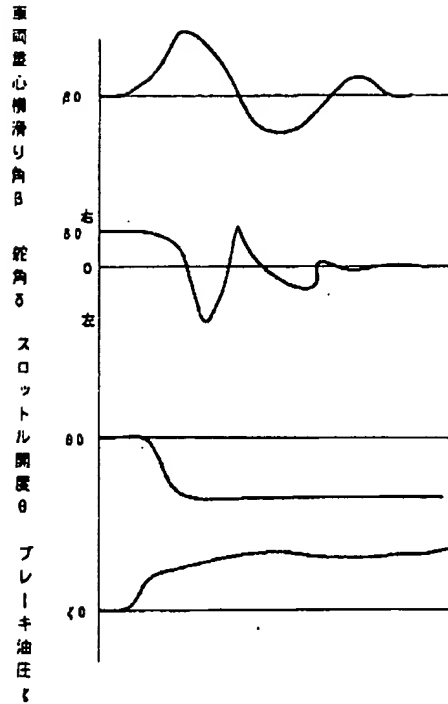


【図12】

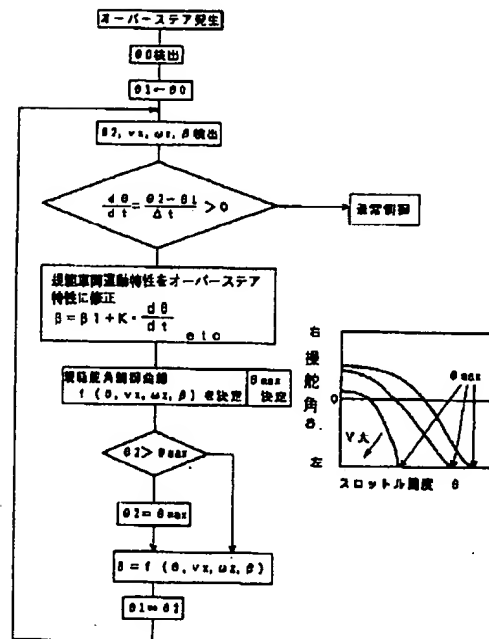
図12
カウンターステア時の車両釣り合い



【図17】

図17
運転操作の一例を示す図

【図18】

図18
規範車両特性の修正プロセス図

THIS PAGE BLANK (USPTO)

THIS PAGE BLANK (USPTO)

SLIP CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

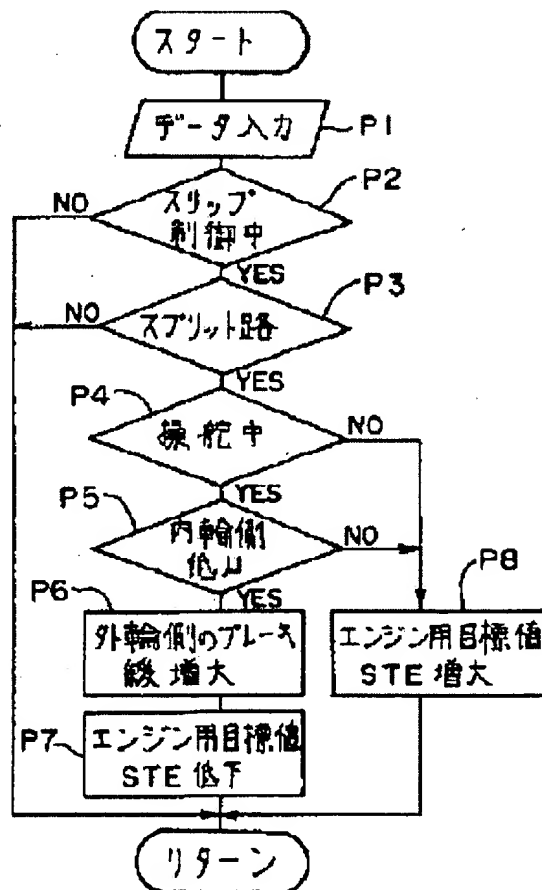
Patent number: JP5139275
Publication date: 1993-06-08
Inventor: TANIDA HARUNORI; others: 01
Applicant: MAZDA MOTOR CORP
Classification:
 - international: B60T8/58; B60K41/20; F02D29/02
 - european:
Application number: JP19910332615 19911121
Priority number(s):

Report a data error here

Abstract of JP5139275

PURPOSE: To prevent or reduce over-steering by increasing braking force to the turning outer wheel side when driving capacity on the turning outer wheel side is detected to be excessively larger than that on the turning inner wheel side at the time of detecting the turning of a vehicle.

CONSTITUTION: In the case of a split road where there is a difference between the set values of the right and left road surface μ (road surface friction coefficient), a steering wheel steering angle is detected to be a specified value or larger, and when μ of the road surface on the inner wheel side of turning is smaller than the μ of the road surface on the outer wheel side of turning the vehicle is judged to



be in the specific driving state, so that braking force on the outer wheel side of turning is slightly increased. The driving capacity on the outer wheel side of turning is thereby lowered to counterbalance with that on the inner wheel side of turning, thus preventing over-steering of the vehicle. Braking force increase quantity is set to be larger as the difference of the right and left road surface μ or the steering wheel steering angle becomes larger and further as the vehicle speed becomes higher. The target value STE for an engine is also lowered, and generated torque is reduced to prevent over-steering even more effectively.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Patent Abstracts of Japan

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-139275

(43) 公開日 平成5年(1993)6月8日

(51) Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 T 8/58	A	9237-3H		
B 6 0 K 41/20		8920-3D		
B 6 0 T 8/58	D	9237-3H		
F 0 2 D 29/02	3 1 1 A	9248-3G		

審査請求 未請求 請求項の数8(全8頁)

(21) 出願番号 特願平3-332615

(22) 出願日 平成3年(1991)11月21日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 谷田 晴紀

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 坂本 裕昭

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

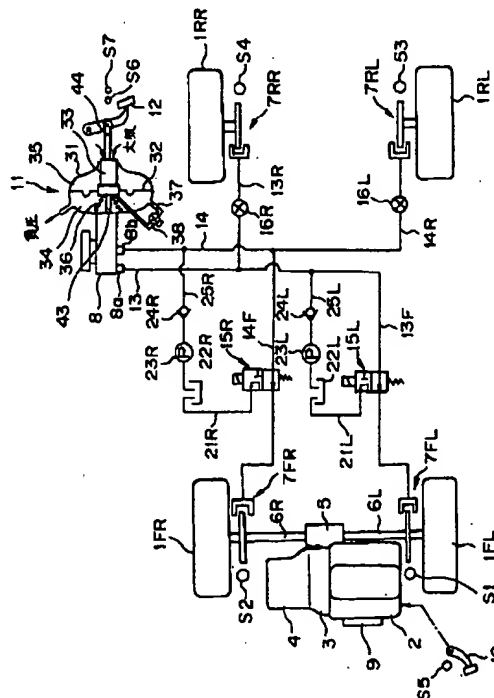
(74) 代理人 弁理士 村田 実 (外1名)

(54) 【発明の名称】 車両のスリップ制御装置

(57) 【要約】

【目的】 旋回内外輪の駆動能力の相違に起因する車両のオーバステアを防止する。

【構成】 旋回内輪側の路面 μ が旋回外輪側の路面 μ よりも小さいとき、旋回内輪側のみ制動力が付与されるようなスリップ制御のとき、旋回内輪側へのスリップ制御量が旋回外輪側のスリップ制御量よりも所定値以上大きいようなときは、旋回外輪側に対する制動力が増大されるか、あるいはエンジン用のスリップ目標値が低下される。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】左右駆動輪に対する制動力を個々独立して制御して駆動輪の路面に対するスリップ値が過大になるのを防止するブレーキ制御手段を備えた車両のスリップ制御装置において、

車両の旋回を検出する旋回検出手段と、

前記旋回検出手段により車両の旋回が検出されているとき、旋回外輪側が旋回内輪側よりも駆動能力が過大になる特定駆動状態を検出する駆動状態検出手段と、

前記駆動状態検出手段により前記特定駆動状態が検出されたとき、旋回外輪側への制動力を増大する制動力増大手段と、を備えていることを特徴とする車両のスリップ制御装置。

【請求項2】請求項1において、

前記駆動状態検出手段が、旋回内輪側の駆動輪に対してスリップ制御が行なわれていると共に旋回外輪側に対してスリップ制御が行なわれていないときに、前記特定駆動状態であることを検出するもの。

【請求項3】請求項1において、

前記駆動状態検出手段が、旋回内輪側の駆動輪に対するスリップ制御量が旋回外輪側に対するスリップ制御量よりも所定値以上大きいときに、前記特定駆動状態であることを検出するもの。

【請求項4】請求項1において、

左右車輪毎に個々独立して路面 μ を検出する路面 μ 検出手段を備えて、

前記駆動状態検出手段が、旋回内輪側の路面 μ が旋回外輪側の路面 μ よりも小さいときに、前記特定状態であることを検出するもの。

【請求項5】請求項4において、

前記駆動状態検出手段が、旋回内輪側の路面 μ が旋回外輪側の路面 μ よりも所定値以上小さいときに、前記特定状態であることを検出するもの。

【請求項6】請求項4において、

左右駆動輪の路面に対するスリップ値を検出するスリップ検出手段と、

前記スリップ検出手段で検出されるスリップ値が所定のエンジン用目標値となるようにエンジンの発生トルクを制御するエンジン制御手段と、

前記路面 μ 検出手段により旋回外輪側の路面 μ が旋回内輪側の路面 μ よりも小さいことが検出されたときは、前記エンジン用目標値を大きくする目標値変更手段と、をさらに備えているもの。

【請求項7】請求項4において、

左右駆動輪の路面に対するスリップ値を検出するスリップ検出手段と、

前記スリップ検出手段で検出されるスリップ値が所定のエンジン用目標値となるようにエンジンの発生トルクを制御するエンジン制御手段と、

前記路面 μ 検出手段により左右の路面 μ が相違すること

2

が検出され、かつ前記旋回検出手段により旋回が検出されていないときは、前記エンジン用目標値を大きくする目標値変更手段と、をさらに備えているもの。

【請求項8】車両の旋回を検出する旋回検出手段と、

前記旋回検出手段により車両の旋回が検出されているとき、旋回外輪側が旋回内輪側よりも駆動能力が過大になる特定駆動状態を検出する駆動状態検出手段と、

左右駆動輪の路面に対するスリップ値を個々独立して検出するスリップ検出手段と、

前記スリップ検出手段で検出されるスリップ値が所定のエンジン用目標値となるようにエンジンの発生トルクを制御するエンジン制御手段と、

前記駆動状態検出手段により前記特定駆動状態が検出されたとき、前記エンジン用目標値を低下させる目標値変更手段と、を備えていることを特徴とする車両のスリップ制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、駆動輪の路面に対するスリップが過大になるのを防止する車両のスリップ制御装置に関するものである。

【0002】

【従来技術】車両の発進時や加速時等に駆動輪の路面に対するスリップが過大になるのを防止して、加速性や車両安定性を満足させるようにしたスリップ制御装置（トラクション制御装置）が種々提案されている。

【0003】上記スリップ制御は、駆動輪への付与トルクを低減することにより行なわれ、このため駆動輪へブレーキ力を与えるブレーキ制御や、エンジンの発生トルク（出力）を低下させるエンジン制御が行なわれる。このスリップ制御を、ブレーキ制御とエンジン制御との両方で行なうものの他、ブレーキ制御のみ、あるいはエンジン制御のみで行なうことも提案されている。そして、ブレーキ制御およびエンジン制御の場合共に、駆動輪の路面に対する実際のスリップ値が所定の目標値となるようにフィードバック制御されるのが一般的である。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、車両の旋回時に、旋回外輪側の駆動能力が、旋回内輪側の駆動能力よりも過大になるような特定駆動状態を生じることがある。例えば旋回内輪側の路面 μ （路面摩擦係数）が旋回外輪側の路面 μ よりもかなり小さくて、旋回内輪側に対してのみ制動力が付与されるスリップ制御が行なわれるような場合がある。このような特定駆動状態では、旋回外輪側が旋回内輪側よりもより大きく車両を進行させようとする能力が高くなるので、いわゆるオーバステアを生じる原因となって好ましくない。

【0005】したがって、本発明の目的は、車両のオーバステアを防止あるいは低減し得るようにした車両のスリップ制御を提供することにある。

【0006】

【発明の構成】上記目的を達成するため、本発明はその第1の構成として、次のようにしてある。すなわち、左右駆動輪に対する制動力を個々独立して制御して駆動輪の路面に対するスリップ値が過大になるのを防止するブレーキ制御手段を備えた車両のスリップ制御装置において、車両の旋回を検出する旋回検出手段と、前記旋回検出手段により車両の旋回が検出されているとき、旋回外輪側が旋回内輪側よりも駆動能力が過大になる特定駆動状態を検出する駆動状態検出手段と、前記駆動状態検出手段により前記特定駆動状態が検出されたとき、旋回外輪側への制動力を増大する制動力増大手段と、を備えた構成としてある。

【0007】上記目的を達成するため、本発明はその第2の構成として、次のようにしてある。すなわち、車両の旋回を検出する旋回検出手段と、前記旋回検出手段により車両の旋回が検出されているとき、旋回外輪側が旋回内輪側よりも駆動能力が過大になる特定駆動状態を検出する駆動状態検出手段と、左右駆動輪の路面に対するスリップ値を個々独立して検出するスリップ検出手段と、前記スリップ検出手段で検出されるスリップ値が所定のエンジン用目標値となるようにエンジンの発生トルクを制御するエンジン制御手段と、前記駆動状態検出手段により前記特定駆動状態が検出されたとき、前記エンジン用目標値を低下させる目標値変更手段と、を備えた構成としてある。

【0008】

【発明の効果】請求項1のように構成された本発明にあっては、旋回外輪側への制動力増大によって、旋回外輪側の駆動能力を旋回内輪側に見合ったものに設定して、加速性を確保しつつ車両のオーバステアを防止することができる。また、スリップ制御がブレーキ制御のみの場合でも適用することができる。

【0009】請求項8のように構成された本発明にあっては、エンジンの発生トルクをより低減させて、オーバステアを防止あるいは低減することができる。また、スリップ制御がエンジン制御のみの場合でも適用することができる。本発明の好ましい態様およびその利点は、以下の実施例の説明から明らかとなる。

【0010】

【実施例】図1において、1FLは左前輪、1FRは右前輪、1RLは左後輪、1RRは右後輪である。車体前部にはエンジン2が横置きに搭載され、該エンジン2での発生トルクは、クラッチ3、変速機4、差動ギア5に伝達された後、左ドライブシャフト6Lを介して左前輪1FLに、また右ドライブシャフト6Rを介して右前輪1FRに伝達される。このように、車両は、前輪1FL、1FRが駆動輪とされ、後輪1RL、1RRが従動輪とされた前輪駆動車とされている。

【0011】各車輪に装備されたブレーキ7FR~7R

Rは、油圧式とされたディスクブレーキとされている。また、ブレーキ液圧発生源としてのマスタシリンダ8は、2つの吐出口8a、8bを有するタンDEM型とされている。このマスタシリンダ8の一方の吐出口8aから伸びるブレーキ配管13は、途中で2本に分岐されて、分岐配管13Fが左前輪用ブレーキ7FL（のキャリバ内に装備されたホイールシリンダ）に接続され、分岐配管13Rが右後輪用ブレーキ7RRに接続されている。マスタシリンダ8の他方の吐出口8bから伸びる分岐配管14も2本に分岐されて、分岐配管14Fが右前輪用ブレーキ7FRに接続され、分岐配管14Rが左後輪用ブレーキ7RLに接続されている。

【0012】前輪用すなわち駆動輪用の分岐配管13F、14Fには、電磁式の液圧調整弁15Lあるいは15Rが接続され、後輪用の分岐配管13R、14Rには、電磁式の開閉弁16Lあるいは16Rが接続されている。液圧調整弁15L、15Rは、ブレーキ7FL、7FRへのマスタシリンダ8からのブレーキ液圧供給と、該ブレーキ7FL、7FRのブレーキ液圧を配管21L、21Rを介して解放する態様とを切替える。配管21Rからのリザーバタンク22Rへ解放されたブレーキ液は、ポンプ23R、逆止弁24Rを有する戻し配管25Rを介して、配管14へ戻される。同様に、配管21Lからのリザーバタンク22Lへ解放されたブレーキ液は、ポンプ23L、逆止弁24Lを有する戻し配管25Lを介して、配管13へ戻される。

【0013】ブレーキペダル12に対する踏み力は、倍力装置すなわちブレーキブースタ11を介してマスタシリンダ8に伝達される。このブースタ11は、基本的には既知の真空倍力装置と同じであるが、スリップ制御の際には後述するように、ブレーキペダルの踏み操作が行なわれていなくても倍力作用を行なうように構成されている。

【0014】ブースタ11は、車体およびマスタシリンダ8に固定されたケース31を有し、該ケース31内が、ダイヤフラム32とこれに固定されたバルブボディ33とによって、第1室34と第2室35とに画成されている。第1室34には常に負圧（例えばエンジン2の吸気負圧）が供給されており、ブレーキペダルが踏み操作されていないときは第2室35が第1室34と連通されて、ブースタ11の作動が停止された状態とされる。そして、ブレーキペダル12を踏み操作すると、両室34と35との連通が遮断されると共に第2室35に大気圧が供給され、これによりダイヤフラム32がバルブボディ33と共に前方へ変位して倍力機能が行なわれる。

【0015】第2室35に対する負圧供給と大気圧供給との切替えは、基本的には、バルブボディ33内に装備された弁装置によってなされる。このバルブボディ33部分を図2に基づいて説明する。

5

【0016】まず、バルブボディ33は、ダイヤフラム32に固定されるパワーピストン41を有し、このパワーピストン41に形成された凹部41a内には、リアクションディスク42と出力軸43の基端部とが嵌合されている。この出力軸43は、マスタシリンダ8の入力軸となるものである。また、ブレーキペダル12に連結された入力軸44の先端部には、バルブボディ33内において、バルブプランジャ45が取付けられている。このバルブプランジャ45の後方には、真空弁46が配設されている。

【0017】パワーピストン41には圧力導入通路50が形成されており、該圧力導入通路50は常時、前記バルブプランジャ45の周囲に形成される空間Xに連通されている。この空間Xは、常に第2室35と連通されている。そして、圧力導入通路50の空間X側への開口端部に、前記真空弁46が離着座される弁座47が形成されている。また、真空弁46は、バルブプランジャ45の後端に形成された弁座45aに対しても離着座される。

【0018】以上のような構成において、いま、圧力導入通路50に負圧が導入されている場合を想定する。この状態で、ブレーキペダル12が踏み操作されていないときは、図2の状態、スプリング48、49の付勢力によって真空弁46が弁座45aに着座するも、弁座47とは離間されている。したがって、圧力導入通路50からの負圧は、空間Xを介して第2室35に導入され、倍力作用は行なわれない。

【0019】ブレーキペダル12を踏み操作すると、入力軸44したがってバルブプランジャ45が前方動（図中左方動）される。この前方動の際、真空弁46は、まず弁座47に着座して空間Xと圧力導入通路50との連通を遮断し、その後真空弁46に対して弁座45aが離間される。この真空弁46と弁座45aとが離間することにより、バルブボディ33の後方からの大気圧が空間Xに導入されて、第2室35が大気圧となる。これにより、ダイヤフラム32がバルブボディ33と共に前方へ変位し、この結果出力軸43が前方動して倍力作用が行なわれる。マスタシリンダ8からのブレーキ反力は、リアクションディスク42を介して、バルブプランジャ45したがってブレーキペダル12に伝達される。ブレーキペダル12の踏み操作力が解放されると、リターンスプリング36（図1参照）により図2の状態へ復帰して、次の倍力作用に備えることになる。

【0020】以上説明した部分は、既知の真空倍力装置と同じであるが、本実施例では、スリップ制御のために、圧力導入通路50に対して、第1室34の負圧を導入させる状態と大気圧を導入させる状態とに切換えるようにしている。すなわち、第1室34と圧力導入通路50とが配管37を介して接続され、該配管37に3方電磁切換弁38（図1参照）が接続されている。この切換

6

弁38は、消磁時に圧力導入通路50を第1室34に連通させ、励磁時に圧力導入通路50に大気圧を導入させる。この切換弁38が励磁されて圧力導入通路50に大気圧が導入されると、前記空間Xしたがって第2室35は、ブレーキペダル12の踏み操作が行なわれていなくても大気圧となり、この結果倍力作用を行なってマスタシリンダ8にブレーキ液圧を発生させることになる。

【0021】図3は、制御系を簡略的に示すものであり、同図中Uは、マイクロコンピュータを利用して構成された制御ユニットである、この制御ユニットUには、センサあるいはスイッチS1～S8からの信号が入力される。センサS1～S4は、各車輪1FL～1RRの回転速度を検出するものである。スイッチS5はアクセルペダル10が全閉となったときにオンとされるアクセルスイッチである。スイッチS6、S7はそれぞれブレーキペダル12が踏み操作されたときに作動されるもので、例えば一方のスイッチは常閉型とされ、他方は常閉型とされる。センサS8は、ハンドル舵角を検出するもので、車両の旋回検出用として用いられるものである。

【0022】制御ユニットUからは、図3に示す各機器類に出力されるが、符号9は、エンジン2の発生トルクを調整するトルク調整手段である。なお、トルク調整手段9は、例えば吸入空気量調整することにより、あるいは燃料カット気筒数と点火時期調整との組み合わせにより、発生トルク調整を行なうものである。

【0023】次に、スリップ制御の概要について説明するが、駆動輪のスリップ値としては、実施例では、「スリップ値＝駆動輪速－車速」として設定され、車速は左右従動輪速の平均値を用いるようにしてある。

【0024】①エンジン制御

まず、エンジン制御の開始は、左右前輪1FL、1FRの各スリップ値のうち大きい方のスリップ値が、所定の開始しきい値以上となったときとされる。エンジン制御は、左右駆動輪の実際のスリップ値を平均した値（相加平均値）が、エンジン用目標値（第1目標値）STEとなるように、トルク調整手段9をフィードバック制御することにより行なわれる。エンジン制御は、アクセルが全閉になったときに中止される。

【0025】②ブレーキ制御

ブレーキ制御の開始は、次の条件の全てを満足したときとされる。第1の開始条件は、エンジン制御中であることである。第2の開始条件は、車速が所定の第1車速V1以下であることである。第3の開始条件は、後述する所定の遅延時間を経過したことである。

【0026】このブレーキ制御の開始に先立ち、応答遅れを見込んで、エンジン制御の開始と同時に切換弁38が励磁されて、ブースタ11が倍力作用状態とされると共に、液圧調整弁15L、15Rはリリーフ位置に、また開閉弁16L、16Rは閉とされる。そして、切換弁38を励磁した後所定の遅延時間を経過すると、ブレー

キ制御が開始される。

【0027】ブレーキ制御は、左右駆動輪1FL、1FRについて個々独立して、それぞれ実際のスリップ値がブレーキ用目標値（第2目標値）STB（>STE）となるように、液圧調整弁15L、15Rをフィードバック制御することにより行なわれる（デューティ制御）。

【0028】ブレーキ制御の中止は、次のいずれか1つの条件を満足したときに行なわれる。第1の中止条件は、エンジン制御が中止されたときである。第2の中止条件は、車速が所定の第2車速V2（ $V2 > V1$ ）以上の高車速となったときである。第3の中止条件は、ブレーキペダル12が踏み操作されたことが、スイッチS6、S7のいずれか一方で検出されたときである（スイッチS6、S7によりブレーキペダル12が踏み操作されていることが検出されたときは、ブレーキ制御の開始が禁止される）。

【0029】ブレーキ制御中止の際は、エンジン制御が行なわれている限り切換弁38は作動されており、液圧調整弁15L、15Rはリリーフ位置にあり、開閉弁16L、16Rは閉状態とされる（ブレーキ制御開始までの待機状態と同じ状態）。そして、エンジン制御が中止された時点あるいはブレーキペダル12が踏み操作された時点で、切換弁38が消磁される。

【0030】制御ユニットUの制御例について、図4に示すフローチャートを参照しつつ説明するが、以下の説明でPはステップを示す。まず、P1において各センサ等からの信号が入力された後、P2において、現在スリップ制御中であるか否かが判別される。

【0031】P2の判別でYESのときは、P3において、スプリット路であるか否か、すなわち路面 μ が左右で異なるか否かが判別される。このP3の判別は、左右駆動輪1FR、1FLが接地されている路面 μ を個々独立して検出して、この検出された左右路面 μ 同士が相違するか否か、特に左右路面 μ が所定値以上相違するか否かをみることによって行なわれる。

【0032】路面 μ の検出は従来提案されている種々の手法によりなし得るが、例えば次のようにして行なうことができる。まず、所定サンプリング時間毎に検出した左右駆動輪1FR、1FLの回転速度から、個々独立してその変化量すなわち加減速度を求め、上記サンプリング時間を所定回数含む所定時間内の駆動輪の最大加速度と最小加速度とを求める。そして、最大減速度が $-20G$ （上記サンプリング周期当りの減速度を重力加速度に置き換えた値）よりも大きく（減速度大）、かつ最大加速度が $10G$ よりも小さいときに（加速度小）、路面 μ が設定値1（最小）とされる。また、最大減速度が $-20G$ よりも大きく、かつ最大加速度が $10G$ と $20G$ との間のときは、路面 μ が設定値2（中間値）に設定される。上記以外のときは、路面 μ が設定値3（最大）に設定される。そして、前記P3の判別においては、左右

路面 μ の設定値に差があるとき（差は1のときと2のときがあるが、差が2のときであるときに限定してもよい）に、スプリット路であると判別される。

【0033】P3の判別でYESのときは、P4において、操舵中であるか否か、すなわちハンドル舵角が所定値以上であるか否かが判別される。P4の判別でYESのときは、P5において、旋回内輪側の路面 μ が旋回外輪側の路面 μ よりも小さい状態であるか御無かが判別される。このP5の判別でYESのときは、特定駆動状態のときであり、このときはP6において、旋回外輪側に対する制動力が若干増大される。次いでP7において、エンジン用目標値STEが低下される。

【0034】上記P6の処理によって、旋回外輪側の駆動能力が低下されて旋回内輪側との駆動能力により見合ったものとされて、車両のオーバステアが防止される。また、P7の処理によって、エンジンの発生トルクも低減されて、オーバステアがより効果的に防止される。

【0035】前記P4の判別でNOのとき（直進時）、あるいはP5の判別でNOのとき（旋回外輪側の路面 μ が旋回内輪側の路面 μ よりも小のとき）は、P8において、エンジン用目標値STEが増大される。これにより、より加速性に優れたスリップ制御とされる。P2の判別でNOのとき、あるいはP3の判別でNOのときは、そのままリターンされる。

【0036】P6での制動力増大量は、左右路面 μ の相違が大きいほど大きくなるように、またハンドル舵角が大きいほど大きくなるように、さらには車速が大きくなるほど大きくなるように設定することができる（オーバステアの度合を示すパラメータに応じて設定）。同様に、P7の目標値STEの低下量、P8の目標値STEの増大量についても、路面 μ の相違、ハンドル舵角の大きさ、車速に応じて設定することができる。

【0037】図5は、本発明の他の制御例を示すものである。まず、P11においてセンサ等からの信号が入力された後、P12において現在操舵中であるか否かが判別される（図4のP2に相当）。このP12の判別でYESのときは、P13において、現在ブレーキ制御中であるか否かが判別される。このP14の判別でYESのときは、P14において、旋回内輪側に対してのみブレーキ制御が行なわれているか否かが判別される。P14の判別でYESのときは、P15において、旋回外輪側に対して若干制動力が付与される。

【0038】P14の判別でNOのときは、旋回内輪側に対するブレーキ制御量から旋回外輪側に対するブレーキ制御を差し引いた偏差 ΔP が算出される。次いで、P17において、偏差 ΔP が所定値以上であるか否かが判別される。このP17の判別でYESのときは、P18において、旋回外輪側への制動力が所定分増大される。P12、P13あるいはP17の判別でNOのとき、そのままリターンされる。

【0039】ここで、P18での制動力増大割合は、偏差 ΔP が大きいほど大きくなるように設定することができる他、前述のように、ハンドル舵角の大きさや車速に応じて設定することができる。

【0040】以上実施例について説明したが、本発明はこれに限らず、例えば次のような場合をも含むものである。駆動輪のスリップ値としては、駆動輪速と車速との差ではなく、比として示すように、例えば「駆動輪速/車速」、あるいは「(駆動輪速-車速)/車速」として示すこともできる。スリップ制御はブレーキ制御のみであってよく、あるいはエンジンのみの場合であってもよい。ブレーキ制御の際のブレーキ液圧は、一般に行なわれているように、別途ポンプを用いて発生させるようにしてもよい。

【0041】図4の制御内容と図5の制御内容は適宜組み合わせる利用ことができ、例えば図5において、P15あるいはP18の後に図4のP7の制御を行なうようにしてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】図1は本発明の一実施例を示す全体系統図。

【図2】図2はブレーキブースタの要部拡大断面図。

【図3】図3は本発明の制御系統を示す図。

【図4】図4は本発明の制御例を示すフローチャート。

【図5】図5は本発明の他の制御例を示すフローチャート。

【符号の説明】

1FR、1FL：駆動輪

1RR、1RL：従動輪

2：エンジン

7FR、7FL：ブレーキ装置

9：発生トルク調整手段

11：ブレーキブースタ（倍力装置）

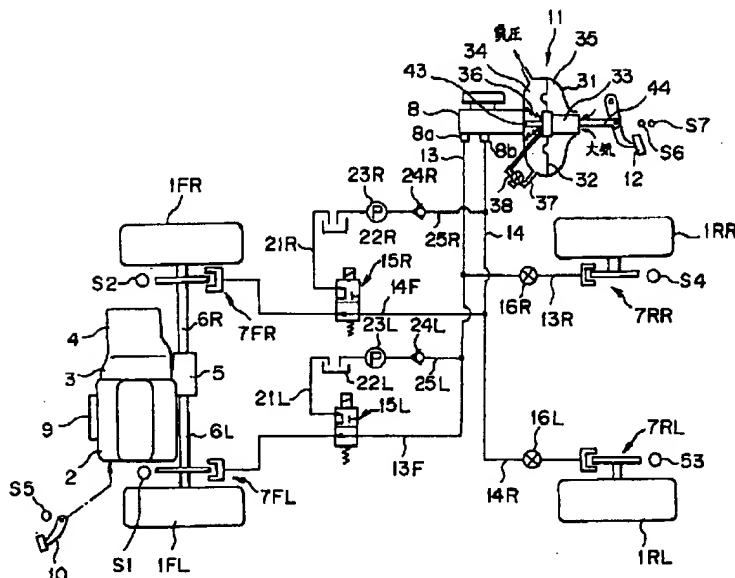
15R、15L：ブレーキ液圧調整弁

U：制御ユニット

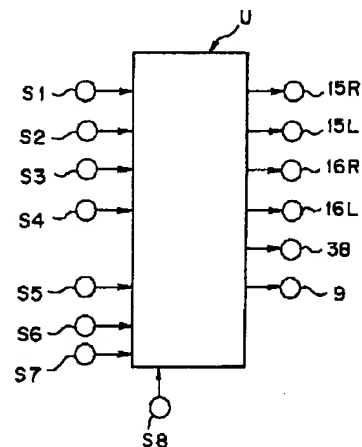
S1～S4：車輪速センサ

S8：ハンドル舵角センサ

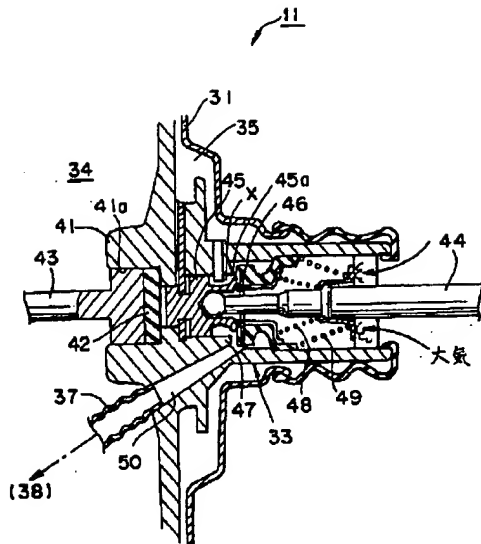
【図1】



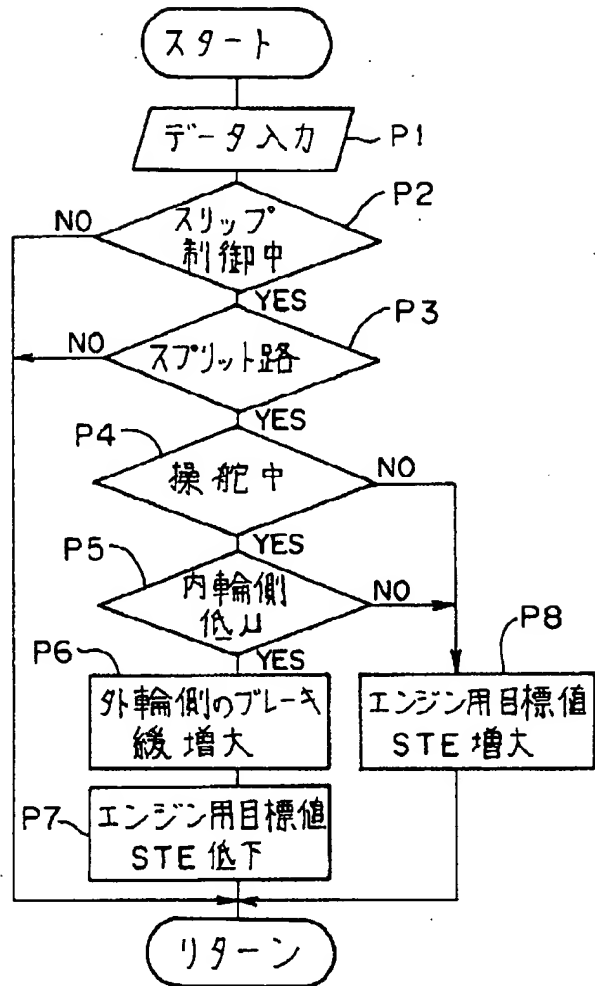
【図3】



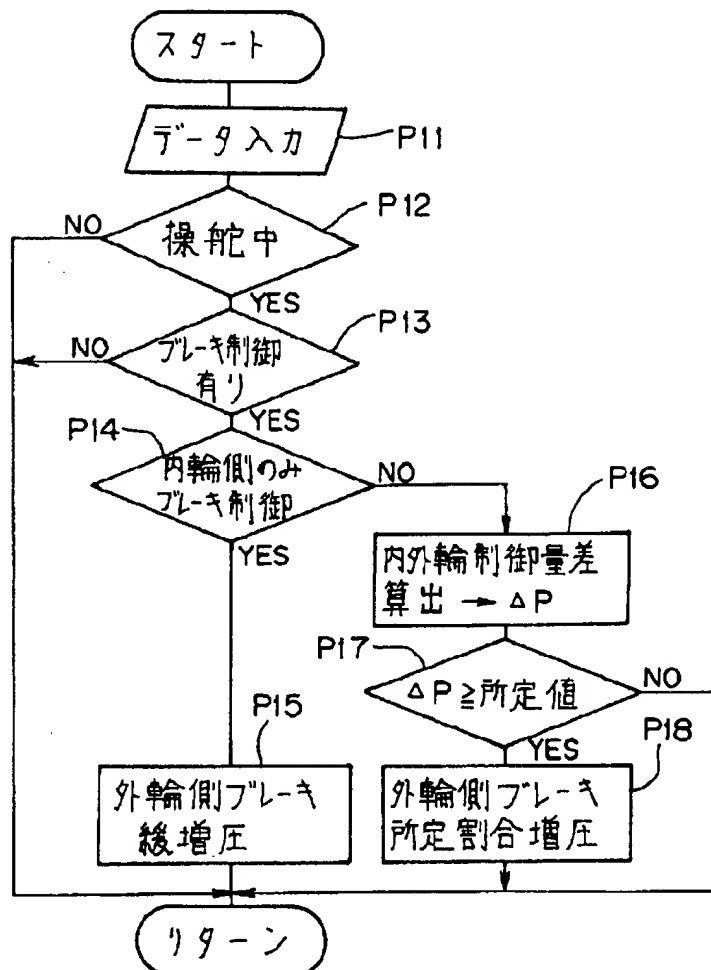
【図2】



【図4】



【図5】







Vehicle with brake and steering system

Patent number: EP0999117
Publication date: 2000-05-10
Inventor: THURNER THOMAS (DE); VOGEL THOMAS PROF DR (DE)
Applicant: DAIMLER CHRYSLER AG (DE)
Classification:
- international: B62D6/00; B62D7/14; B60T8/00
- european: B60G17/0195; B60T8/1755; B60T8/88B; B60T17/18; B62D6/00D; B62D7/15G; B62D9/00D
Application number: EP20000102607 19960613
Priority number(s): DE19951026250 19950718; EP19960109477 19960613

Also published as:

 EP0999117 (A3)

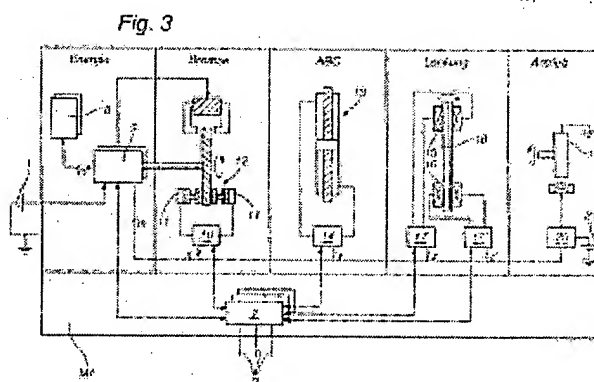
Cited documents:

 DE4123232
 GB2205009
 XP002214579
 XP002214580

Report a data error here

Abstract of EP0999117

The braking and steering system provides a braking function for each wheel on each of two axles and a steering function for at least one of the axles. The braking and steering functions are controlled by a computer unit based on sensor signals. In the event of a failure in a steering actuator, the braking and steering system brakes specific individual wheels to maintain the steer-ability of the vehicle. The computer unit preferably has a fault-tolerant, redundant structure. The actuator system is connected to the computer by a fault-tolerant communication device (2). The



power supply for the actuator system and the computer unit are also fault-tolerant.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
10.05.2000 Patentblatt 2000/19

(51) Int Cl.7: **B62D 6/00, B62D 7/14,
B60T 8/00**

(21) Anmeldenummer: 00102607.9

(22) Anmeldetag: 13.06.1996

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT SE

(30) Priorität: 18.07.1995 DE 19526250

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
96109477.8 / 0 754 611

(71) Anmelder: **DaimlerChrysler AG**
70567 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:

- **Thurner, Thomas**
73230 Kirchheim (DE)
- **Vogel, Thomas, Prof. Dr.**
71229 Leonberg (DE)

Bemerkungen:

Diese Anmeldung ist am 08 - 02 - 2000 als
Teilanmeldung zu der unter INID-Kode 62
erwähnten Anmeldung eingereicht worden.

(54) **Fahrzeug mit Brems- und Lenksystem**

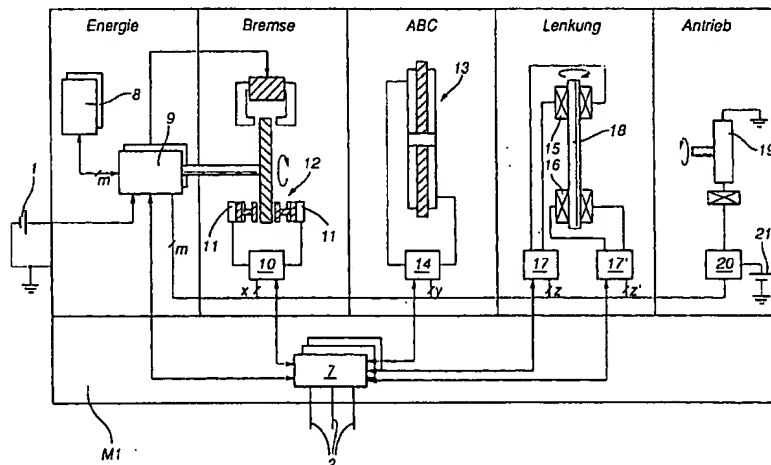
(57) 2.1. Die Erfindung bezieht sich auf ein Fahrzeug mit einem Brems- und Lenksystem, wobei das Fahrzeug mindestens zwei Achsen aufweist und das Brems- und Lenksystem an jeder Achse für jedes Rad eine Bremsfunktion und an zumindest einer Achse eine Lenkfunktion ausübt, und mindestens einer Recheneinheit, in der für jedes Rad eine Sollbremswirkung und für jedes Rad mit Lenkfunktion eine Sollenkwirkung aufgrund von Sensorsignalen ermittelt wird, wobei die Bremsfunktion und die Lenkfunktion aufgrund der ermittelten Sollbremswirkung und Sollenkwirkung mittels Stellsystemen des Brems- und Lenksystems geregelt bzw.

gesteuert wird, die für die Bremsfunktion eine Betriebsbremse und für die Lenkfunktion zusätzlich einen Lenksteller beinhalten.

2.2. Erfindungsgemäß bremsst das Brems- und Lenksystem im Fehlerfall einer Lenksystemkomponente, insbesondere eines Lenkstellers, gezielt einzelne Räder zur Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit des Fahrzeugs.

2.3. Verwendung zum Beispiel in Automobilen.

Fig. 3



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Fahrzeug nach dem Oberbegriff von Anspruch 1.

[0002] Fahrzeuge, die eine gelenkte Vorderachse und je einen getrennten Bremskreis für die Vorderachse und die Hinterachse aufweisen, sind allgemein bekannt.

[0003] Zum besseren Verständnis der nachfolgend verwendeten Begriffe werden zuerst einige Begriff definitions, wie sie dieser Anmeldung zugrundegelegt werden, aufgeführt:

Fail-Safe-Eigenschaft: [Quelle DIN 19 250] Fähigkeit eines technischen Systems, beim Auftreten bestimmter Ausfälle im sicheren Zustand zu bleiben oder unmittelbar in einen anderen sicheren Zustand überzugehen; auch Fehlersicherheit genannt;

Fehler [DIN 19 250]: Nichterfüllung mindestens einer Anforderung an ein erforderliches Merkmal einer Betrachtungseinheit;

Fehlertoleranz: [NTG 3004; Nachrichtentechnische Gesellschaft im VDE (heute ITG, Informationstechnische Gesellschaft), Zuverlässigkeitsbegriffe im Hinblick auf komplexe Software und Hardware, 1982] Fähigkeit eines Systems, auch mit einer begrenzten Zahl fehlerhafter Subsysteme seine spezifizierte Funktion zu erfüllen;

Redundanz: [VDI/VDE 3542; Sicherheitstechnische Begriffe für Automatisierungssysteme, 1991] Vorhandensein von mehr als für die Ausführung der vorgesehenen Aufgaben an sich notwendigen Mitteln.

Fail-silent: Die Eigenschaft einer Komponente bzw. eines Systems, welche(s) mit anderen in Kommunikation steht, beim Erkennen eines Fehlers innerhalb der Komponente bzw. innerhalb des Systems keine weiteren Informationen auszusenden.

[0004] Zusätzlich zu den allgemein bekannten Fahrzeugen ist es aus der DE 43 34 260 A1 bekannt, ein Antiblockiersystem und ein Servolenkungssystem dadurch fehlersicher zu gestalten, daß die Steuereinheit des einen Systems die Funktion des jeweils anderen Systems überwacht und beim Auftreten eines Fehlers in einem der Systeme dasselbe System abschaltet, sobald dies gefahrlos möglich ist. Dabei besteht immer eine durchgängige mechanische bzw. hydraulische Verbindung zwischen der Betriebsbremse an den einzelnen Rädern - meist eine Scheibenbremse mit einem hydraulisch beaufschlagten Radbremszylinder - und dem vom Fahrer willkürlich betätigbaren Bremspedal bzw. zwischen dem Lenkgestänge und dem vom Fahrer willkürlich betätigbaren Lenkrad. Diese mechanische Verbindung stellt im Falle des Auftretens eines Fehlers im Antiblockiersystem bzw. in der Servolenkung die Fehlersicherheit des Gesamtsystems her. Beim Auftreten eines Fehlers im Antiblockiersystem, kann unter Verzicht der Funktion des Antiblockiersystems weiterhin gebremst werden. Tritt ein Fehler in der Unterstützung durch die Servolenkung auf, so muß der Fahrer zwar entsprechend höhere Lenkkräfte aufbringen, das Fahrzeug bleibt jedoch zumindest eingeschränkt fahrbar.

[0005] Ferner geht es aus der PCT 94/26558 hervor, zur Erhöhung der Zuverlässigkeit der Datenübertragung zwischen zwei Steuergeräten, den diese Steuergeräte verbindenden Datenbus redundant - im gegebenen Fall mindestens zweifach - auszuführen.

[0006] Bei einem in der Patentschrift US 5.351.776 offenbarten elektronischen System für Motorfahrzeuge ist eine hierarchische Baumstruktur für die verschiedenen elektrischen Steuerungsfunktionen im Fahrzeug vorgesehen, wobei z.B. Lenkung, Längsbewegungssteuerung und fahrzeugkarosseriebezogene Steuerungsfunktionen in einer obersten Ebene liegen, an die sich die beiden Komponenten der Längsbewegungssteuerung, Antrieb und Bremsen, in einer darunter liegenden Ebene anschließen, auf die wiederum eine Ebene mit den Antriebssteuerungsfunktionen für den Motor und das Getriebe folgt. Eine unterste Ebene wird von den einzelnen Motorsteuerungsmaßnahmen, wie Luftansaugung, Einspritzung und Zündung gebildet. Die Systemauslegung ist so gewählt, dass der Steuerbefehlsfluß zwischen den verschiedenen hierarchischen Ebenen nur in einer Richtung erfolgt und von jeder Ebene wenigstens ein Element hierarchisch nach oben an eine vom Fahrer zur Eingabe seiner Steuerungsanforderungen betätigbare Bedienoberfläche angekoppelt ist und je nach vom Fahrer gewünschter Steuerungsfunktion die hierarchisch nachfolgenden Elemente ansteuert.

[0007] Aufgabe der Erfindung ist es, ein Fahrzeug mit einem Brems- und Lenksystem zu schaffen, bei dem gegebenenfalls weder eine durchgehende mechanische Verbindung zwischen dem vom Fahrer betätigbaren Lenkrad und den gelenkten Rädern noch eine durchgehende mechanische und/oder hydraulische Verbindung zwischen dem vom Fahrer betätigbaren Bremspedal und der Betriebsbremse für die Räder besteht und bei dem für den Fall, dass ein Fehler oder Ausfall einer Komponente des Lenksystems auftritt, die Lenkbarkeit des Fahrzeugs trotzdem noch in einem gewissen Maß aufrechterhalten werden kann.

[0008] Diese Aufgabe wird durch ein Fahrzeug mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst, wobei die Merkmale der Unteransprüche vorteilhafte Aus- und Weiterbildungen kennzeichnen.

[0009] Das Fahrzeug mit mindestens zwei Fahrzeugachsen, wobei an jeder Achse für jedes Rad eine Bremsfunktion

und an zumindest einer Achse eine Lenkfunktion durchgeführt wird, weist eine Recheneinheit auf, in der zumindest für jedes Rad eine Sollbremswirkung und für jedes Rad mit Lenkfunktion eine Sollenlenkwirkung aufgrund von Sensorsignalen ermittelt wird. Die Bremsfunktion und die Lenkfunktion für die Räder wird aufgrund der ermittelten Sollbremswirkung und Sollenlenkwirkung mittels Stellsystemen geregelt bzw. gesteuert. Dabei beinhaltet das Stellsystem für die

5 Bremsfunktion eine Betriebsbremse und für die Lenkfunktion zusätzlich einen Lenksteller.
[0010] Die Bezeichnungen 'Achse' und 'Räder einer Achse' werden dabei dahingehend verwendet, dass damit die paarweise Anordnung von Rädern auf gegenüberliegenden Seiten des Fahrzeugs bezeichnet ist. Es ist nicht notwendigerweise so, dass eine durchgehende Achse (Starrachse) im herkömmlich mechanischen Sinn auch tatsächlich vorhanden ist. Es kann sich vielmehr auch um einzeln aufgehängte Räder handeln, die vollständig unabhängig voneinander sind. Die Bezeichnung Sollenlenkwirkung umfaßt dabei auch den Sollenlenkwinkel 0°, also die Geradeausfahrt und die Bezeichnung Sollbremswirkung die Sollbremswirkung '0', also verzögerungsfreies Fahren.

10 **[0011]** Erfindungsgemäß bremst das Brems- und Lenksystem im Fehlerfall einer Lenksystemkomponente, insbesondere eines Lenkstellers, gezielt einzelne Räder zur Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit des Fahrzeugs. Dadurch wird die Fehlertoleranz bzw. Ausfallsicherheit speziell beim Ausfall einer Lenksystemkomponente dadurch verbessert, dass versucht wird, die ausgefallene Lenkwirkung der betreffenden Lenksystemkomponente durch Erzeugung eines Giermomentes mittels des gezielten Bremsens einzelner Räder wenigstens teilweise zu ersetzen.

15 **[0012]** In Weiterbildung der Erfindung sind die Recheneinheit, die Kommunikationseinrichtung und die Energieversorgung fehlertolerant ausgebildet, um das Gesamtsystem, das darüber hinaus zumindest die Stellsysteme für die Lenkfunktion und für die Bremsfunktion umfaßt, fehlertolerant zu gestalten.

20 **[0013]** Die konventionelle Bremsmechanik/-hydraulik und die konventionelle Lenkmechanik können dann wegfallen, ohne dass die Fehlertoleranz des Gesamtsystems beeinträchtigt wird. Zumindest die Bremsfunktion und die Lenkfunktion ist rein elektrisch gesteuert bzw. geregelt, so dass die Verwendung von Fahrerassistenzsystemen, wie Antiblockiersystemen, Antriebsschlupfregelungen und wie Systeme, die über entsprechende Ansteuerung der Bremsfunktion und der Lenkfunktion das Gierverhalten des Fahrzeugs stabilisieren und somit ein Schleudern des Fahrzeugs verhindern, durch einfaches Implementieren entsprechender Programme in der Recheneinheit umgesetzt werden kann. Ferner erhält man bei der Konstruktion des Fahrzeugs größere Freiheiten, so dass beispielsweise der Schutz der Insassen verbessert, die Zahl der Varianten des Fahrzeugs verringert (Rechts- und Linkslenker-Fahrzeuge unterscheiden sich nur noch durch die Anordnung von Lenkrad und Pedalerie im Fahrzeug aber nicht mehr durch die Anordnung der Stellsysteme für die Bremsfunktion und die Lenkfunktion) und die Konstruktion von Motorraum und Hinterachse vereinfacht werden kann.

30 **[0014]** Zweckmäßige Ausgestaltungen der Erfindung können den Unteransprüchen entnommen werden. Dabei betreffen die Ansprüche 3 bis 5 mögliche Zuordnungen der Lenksteller zu den Rädern, die Ansprüche 6 bis 8 mögliche Zuordnungen der Betriebsbremse zu den Rädern und die Ansprüche 9 und 10 besonders geeignete Kombinationen der Zuordnungen von Betriebsbremse und Lenkstellern zu den Rädern.

35 **[0015]** Besonders angepaßte Ausbildungen der Energieversorgung sind in den Ansprüchen 11 bis 15 dargelegt. Die Ansprüche 16 bis 19 betreffen weitere Systeme, die in gleicher Weise mit der Recheneinheit verbunden sein können und deren Funktion (aktive oder teilaktive Federung, Antrieb) auch in Abhängigkeit von in der Recheneinheit ermittelten Sollwerten gesteuert bzw. geregelt ist. Eine Anordnung in Modulbauweise ist in den Ansprüchen 20 und 21 dargelegt. Der Anspruch 22 betrifft die Ausbildung eines fehlertoleranten Kommunikationssystems in Form eines Datenbusses. Die Ansprüche 23 und 24 betreffen die Ausbildung einer fehlertoleranten Recheneinheit, die aus unabhängig voneinander arbeitenden Rechenwerken gebildet wird.

40 **[0016]** Im übrigen ist die Erfindung an Hand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels nachfolgend noch erläutert; dabei zeigen:

45 Fig. 1a-1e Beispiele unterschiedlicher Konfigurationen der Anordnung der Stellsysteme für die Bremsfunktion und der Lenksteller am Beispiel eines zweiachsigen Fahrzeugs,

Fig. 2 eine schematische Darstellung eines Brems- und Lenksystems und

50 Fig. 3 eine schematische Darstellung eines einem Rad zugeordneten Modul, das die Stellsysteme für dieses Rad umfaßt.

55 **[0017]** In den Figuren 1a bis 1e sind unterschiedliche Konfigurationen der Wirkverbindung zwischen den Stellsystemen für die Bremsfunktion und für die Lenkfunktion schematisch dargestellt. Mögliche Anordnungen der Antriebseinrichtungen und der Federsteller einer aktiven oder teilaktiven Federung wurden dabei der Übersichtlichkeit wegen ebenso nicht berücksichtigt wie das fehlertolerante Kommunikationssystem, die fehlertolerante Recheneinheit und die fehlertolerante Energieversorgung. Dabei ist die vordere Fahrzeugachse mit A1, die hintere Fahrzeugachse mit A2 bezeichnet, während die Räder mit dem Buchstaben R und daran angehängt den Buchstaben 'v' oder 'h' für vorne

bzw. hinten und 'l' oder 'r' für links bzw. rechts bezeichnet sind. Die Stellsysteme für die Lenkfunktion sind schematisch als Kästchen mit dem Buchstaben L, die Stellsysteme für die Bremsfunktion sind schematisch als Kästchen mit dem Buchstaben B dargestellt. Sofern ein Stellsystem nur auf ein Rad einwirkt, wurde es direkt neben dem entsprechenden Rad angeordnet und der Buchstabe 'r' wird an seine Bezeichnung angehängt. Wirkt ein Stellsystem für die Lenkfunktion auf beide Räder einer Achse ein, so wurde es in der Mitte zwischen den beiden Rädern dargestellt, ein Pfeil weist auf die beiden Räder und an seine Bezeichnung wird der Buchstabe 'a' angehängt. Bei der Bremsfunktion ist es möglich einen Bremssteller für eine Achse anzuordnen, der jeweils eine Bremsfunktion für beide Räder der Achse ausführt, wobei die beiden Bremsfunktionen in einen funktionalen Zusammenhang zueinander stehen. Derartigen Bremsstellern wird ebenfalls der Buchstabe 'a' an seine Bezeichnung angehängt. Der funktionale Zusammenhang zwischen den Bremsfunktionen kann insbesondere darin bestehen, dass die Radbremsen mit einer gemeinsamen Bremsdruckquelle verbunden sind. Durch Stauerventile kann zwar der Bremsdruck in den Rädern gegenüber dem Bremsdruck in der Druckquelle verringert werden, jedoch ist der Bremsdruck beider durch den in der Druckquelle momentan bereitstehenden Bremsdruck begrenzt. Im übrigen wird zur Unterscheidung der Stellsysteme noch eine Nummer angehängt.

[0018] In der Fig. 1a weist das Fahrzeug an der Vorderachse A1 einen Bremssteller Ba1 für die Achse und zwei unabhängig voneinander arbeitende Lenksteller Lr1, Lr2, die je ein Rad der Vorderachse A1 beaufschlagen, auf. An der Hinterachse A2 ist nur ein Bremssteller für die Achse Ba2 angeordnet. Bei einer solchen Anordnung wird das Fahrzeug an nur einer Achse gebremst, wenn an einem der Bremssteller Ba1, Ba2 ein Fehler auftritt. Tritt an einem der Lenksteller Lr1, Lr2 ein Fehler auf, so wird das andere Rad der Vorderachse A1 noch gelenkt. Vorzugsweise ist dabei durch konstruktive Maßnahmen sicherzustellen, daß beim Auftreten eines Fehler die betroffene Betriebsbremse bzw. der betroffene Lenksteller freigeschaltet ist. Aufgrund des an allen Achsen bestehenden funktionalen Zusammenhangs zwischen der Bremsfunktion an den Rädern der Achsen ist es nicht oder nur eingeschränkt möglich, durch gezieltes Bremsen einzelner Räder Giermomente zu erzeugen um so beim Auftreten eines Fehlers in einem der Lenksteller weiterhin eine Lenkbarkeit aufrechtzuerhalten. Deshalb ist bei einer solchen Anordnung die Weiterfahrt des Fahrzeugs allenfalls bei eingeschränkten Fahrgeschwindigkeiten (beispielsweise auf maximal 30 km/h) möglich. Es ist jedoch auf jeden Fall sichergestellt, dass das Fahrzeug nach dem Auftreten eines Fehlers vom Fahrer beherrschbar angehalten werden kann.

[0019] Die Anordnung gemäß der Fig. 1b unterscheidet sich von der Anordnung gemäß der Fig. 1a dadurch, dass die Lenkfunktion nicht nur an der Vorderachse A1 sondern auch an der Hinterachse A2 durchgeführt wird. Die Lenkfunktion jeder Achse wird dabei durch je einen Lenksteller La1, La2 durchgeführt, wobei jeder der Lenksteller auf beide Räder der entsprechenden Achse einwirkt. Beim Auftreten eines Fehlers in einem der Bremssteller Ba4, Ba5, ist das Fahrzeug noch durch den anderen Bremssteller abbrembar. Der Vorteil dieser Anordnung ist darin zu sehen, dass beide Fahrzeugachsen unabhängig voneinander gelenkt sind. Tritt ein Fehler in einem der Lenksteller auf, so ist noch immer eine der Fahrzeugachsen gelenkt. In der Recheneinheit muß dies zwar entsprechend berücksichtigt werden, das Fahrzeug bleibt jedoch fahrbar. Diese Anordnung ist somit in Bezug auf das Auftreten eines Fehlers in einem der Lenksteller fehlertolerant.

[0020] Die Anordnung der Fig. 1c unterscheidet sich dadurch von der Anordnung gemäß der Figur 1a, dass anstelle des Bremsstellers Ba1, der an beiden Rädern der Vorderachse A1 eine in einem funktionalen Zusammenhang stehende Bremsfunktion ausführt, zwei jeweils auf nur ein Rad der Achse einwirkende, unabhängig voneinander arbeitende Bremssteller Br1, Br2 verwendet werden. Beim Auftreten eines Fehlers in dem Bremssteller Ba3 an der Hinterachse A2 des Fahrzeugs wird das Fahrzeug noch über die Vorderachse gebremst. Beim Auftreten eines Fehlers an einem der Bremssteller Br1, Br2 der Vorderachse A1 ist das Fahrzeug noch durch den verbleibenden der beiden Bremssteller Br1, Br2 an der Vorderachse A1 und durch den Bremssteller Ba3 an der Hinterachse brembar. Da gegebenenfalls an der Vorderachse nur einseitig gebremst wird, tritt ein Giermoment auf, das ein Drehen des Fahrzeugs um die Hochachse in der Richtung auf die Seite, an der das noch gebremste Vorderrad Rvr oder Rvl zur Folge hat. Dies kann jedoch durch Vorgabe einer entsprechenden Sollenwirkung kompensiert werden. Beim Auftreten eines Fehlers in einem der beiden Lenksteller Lr3, Lr4 kann in vorteilhafter Weise durch Vorgabe unterschiedlicher Sollbremswirkungen für die Bremssteller Br1, Br2 ein Giermoment erzeugt werden. Somit kann zumindest teilweise, durch gezieltes einseitiges Bremsen das aufgrund des Fehlers in einem der Lenksteller Lr3, Lr4 fehlende Lenkmoment kompensiert werden. Somit wird eine verbesserte Handhabung des Fahrzeugs beim Auftreten eines Fehlers in einem der Lenksteller Lr3, Lr4 erreicht. Somit kann nach dem Auftreten eines Fehlers in einem Lenksteller ein größerer Geschwindigkeitsbereich für die weitere Nutzung des Fahrzeugs verwendet werden. Einzig das Auftreten eines Fehlers, der gleichzeitig ein Bremssteller und ein Lenksteller betrifft, ist so schwerwiegend, dass es sich empfiehlt, als sicheren Zustand nach dem Auftreten des Fehlers den Fahrzeugstillstand anzustreben. Ein Anhalten des Fahrzeugs ist jedoch in jedem Fall noch möglich, ohne dass an den Fahrer besondere Anforderungen gestellt werden müssen. Eine Weiterfahrt ist dann auch bei eingeschränkter Fahrzeuggeschwindigkeit nicht sehr empfehlenswert, obwohl dies prinzipiell dennoch möglich wäre.

[0021] Die Anordnung gemäß der Fig 1d unterscheidet sich von der Anordnung gemäß der Fig 1c nur darin, dass zusätzlich an der Hinterachse A2 eine Lenkfunktion mittels des auf beide Räder einwirkenden Lenkstellers La3 durch-

geführt wird. Somit ist sichergestellt, dass beim Auftreten eines Fehlers in einem der Lenksteller Lr9, Lr10, La3 eine uneingeschränkte Lenkfunktion an einer Fahrzeugachse durchführbar ist. Das Fahrzeug ist auch bezüglich des Auftretens von Fehlern, die zwei der Lenksteller Lr9, Lr10, La3 betreffen, fehlersicher. Spätestens in diesem Fall muß durch Vorgabe von Sollbremswirkungen gezieltes, einseitiges Bremsen an den Bremsstellern Br7, Br8 erfolgen, um ein Giermoment am Fahrzeug zu erzeugen und so das fehlende Lenkmoment zu kompensieren. Das Verhalten des Fahrzeugs beim Auftreten eines Fehlers in einem der Bremssteller Br7, Br8, Ba6 ist analog zu dem beim Auftreten des gleichen Fehlers in der Fig. 1c beschriebenen. Beim Auftreten von Fehlern in zwei Stellsystemen, von denen eines einer der Bremssteller Br7, Br8, Ba6 und der andere einer der Lenksteller Lr9, Lr10, La3 ist, kann das Fahrzeug weiterhin betrieben werden. Im Gegensatz zu der Anordnung gemäß der Fig. 1c ist das Anhalten des Fahrzeugs als anzustrebender sicherer Zustand nicht erforderlich. Zumindest in einem eingeschränkten Geschwindigkeitsbereich ist dann noch die volle Fahrfähigkeit gegeben. Somit ist das Brems- und Lenksystem gemäß dieser Anordnung fehlertolerant gegenüber dem Auftreten eines Fehlers in einem beliebigen Stellsystem und zumindest fehlersicher gegenüber dem Auftreten von Fehlern in zwei beliebigen Stellsystemen.

[0022] Den größten Grad der Fehlertoleranz bzw. Fehlersicherheit gegenüber dem Auftreten von Fehlern in mehreren Stellsystemen weist die Anordnung gemäß der Fig. 1e auf. Hierbei ist an jedem Rad ein Lenksteller Lr5, Lr6, Lr7, Lr8 und ein Bremssteller Br3, Br4, Br5, Br6 angeordnet, die jeweils unabhängig von auf andere Räder einwirkenden Stellsystemen arbeiten. Fehlertoleranz ist bis zum Auftreten von Fehlern in zwei beliebigen Stellsystemen gegeben. Beim Auftreten von Fehlern in drei Stellsystemen ist dann noch ein uneingeschränkter Fahrbetrieb möglich, wenn mindestens ein Lenksteller und mindestens 1 Bremssteller ausgefallen, d. h. von einem Fehler betroffen ist. Treten Fehler auf, die drei Lenksteller oder drei Bremssteller betreffen, ist das Fahrzeug bis zum Stillstand sicher abbremsbar. Eine Weiterfahrt mit dem Fahrzeug sollte dann jedoch vermieden werden.

[0023] Die Anordnungen der Figuren 1a, 1c und 1d sind gegenüber dem Austauschen von Vorderachse und Hinterachse nicht symmetrisch. Selbstverständlich weist bezüglich der Fehlersicherheit ein System, das sich nur dadurch unterscheidet, dass 'A1' anstelle der Vorderachse die Hinterachse und entsprechend 'A2' nicht die Hinterachse sondern die Vorderachse bezeichnet, die gleichen Eigenschaften auf und ist daher von diesem Gesichtspunkt aus ebenso realisierbar.

[0024] Ist die Antriebseinrichtung an den Rädern wenigstens einer Achse des Fahrzeugs unabhängig von den anderen Antriebseinrichtungen, so kann auch durch unterschiedliche Antriebsleistung an beiden Fahrzeugseiten ein Giermoment erzeugt werden, wodurch ein Ausfall eines Lenkstellers analog zur Kompensation durch eine Bremsfunktion durchgeführt werden kann. Dadurch wird die Fehlersicherheit bezüglich des Ausfalls von Lenkstellern oder Bremsstellern noch erhöht, der Ausfall einer größeren Anzahl von Einzelkomponenten kann zumindest so kompensiert werden, dass ein beherrschbarer Fahrzeugzustand bis zum Erreichen des sicheren Zustands gewährleistet ist.

[0025] Über das Auftreten eines Fehlers im Brems- und Lenkungssystem ist der Fahrer zu informieren, so dass dieser zur Behebung des Fehlers eine Werksatz aufsuchen kann.

[0026] Die Fig. 2 zeigt in Form eines Schemas, die gesamte Anordnung des erfindungsgemäßen Brems- und Lenksystems. Dabei sind die Stellsysteme an den Rädern als Module M1 bis M4 dargestellt, wobei jedem Rad ein Modul zugeordnet ist. Jedes der Module umfaßt die Stellglieder, die dem entsprechenden Rädern zugeordnet sind. Ein Beispiel für ein Modul ist in der Fig. 3 dargestellt. Die Versorgung des Fahrzeugs mit elektrischer Energie wird nachfolgend als Fahrzeugbatterie 1 bezeichnet. Es handelt sich dabei nicht nur um eine Fahrzeugbatterie, sondern in der Regel um das Gesamtsystem Fahrzeugbatterie und Generator. Die Fahrzeugbatterie 1, die abweichend von der zeichnerischen Darstellung auch redundant ausgeführt werden kann, dient sowohl den Modulen M1 bis M4 als Energieversorgung als auch der Recheneinheit 3. Die Recheneinheit 3 ist mit dem fehlertoleranten Kommunikationssystem 2, das hier als redundant ausgeführter Datenbus schematisch dargestellt ist, verbunden. Dabei ist bei der redundanten Ausführung zu beachten, dass nicht wie hier dargestellt, eine parallele Verlegung der Datenbuskabel stattfindet, sondern dass möglichst getrennte Verlegewege gewählt werden. Die Recheneinheit 3 besteht gemäß der dargestellten Ausführung aus drei gleiche Rechenwerken 4, 5 und 6. Der Recheneinheit werden die von Sensoren gemessenen Größen beispielsweise des Lenkwinkels (des Lenkrades) α , der Stellung des Gaspedals (Sg), der Stellung des Bremspedals (Sb), des Schwimmwinkels β , der Raddrehzahlen ω_i und der Fahrzeuggeschwindigkeit v zugeführt. Nachdem in den drei Rechenwerken 4, 5, 6 die gleichen Algorithmen durchgeführt werden, stimmen im fehlerfreien Betrieb die ermittelten Sollwerte überein. Beim Auftreten eines Fehlers in einem der Rechenwerke weichen die in diesem Rechenwerk ermittelten Ergebnisse von den in den beiden anderen Rechenwerken ermittelten Ergebnissen ab. Somit kann erkannt werden, ob und in welchem der Rechenwerke ein Fehler aufgetreten ist. Das entsprechende Rechenwerk wird nachfolgend solange nicht mehr berücksichtigt, bis eine Überprüfung oder eine Reparatur ausgeführt wurde. Ein kurzzeitiges Abweichen der Ergebnisse (z.B. weniger als 0,1 s) muß dabei nicht unbedingt als Fehler gewertet werden, sofern die Ergebnisse anschließend wieder über einen längeren Zeitraum hinweg übereinstimmen. Sind die Rechenwerke fail-silent, genügt eine einfache Redundanz, d.h. eine zweikanalige Ausführung um die Fehlertoleranz zu erreichen. Die fehlertolerante Energieversorgung wird einerseits durch die Verbindung mit der Fahrzeugbatterie 1 und andererseits durch jeweils einen in dem Radmodul angeordneten weiteren Energiespeicher sichergestellt.

[0027] Die Fig. 3 zeigt die Darstellung der Elemente an Hand des Moduls M1 der Fig.2. Die Energieversorgung des Moduls erfolgt einerseits über den Anschluß an die Fahrzeugbatterie 1, die Redundanz wird durch den Energiespeicher 8 hergestellt. Die im Energiespeicher 8 eingespeiste Energie wird entweder über das Bordnetz und somit von der Lichtmaschine zugeführt. Andererseits ist es möglich, sich von der Lichtmaschine abzukoppeln, indem eine Rekuperationsbremse 9 zumindest teilweise als Betriebsbremse genutzt wird. Sobald der Energiespeicher 8 gefüllt ist, kann zusätzliche erzeugte Energie in das Bordnetz eingespeist werden und damit entweder die Recheneinheit 3 mit Energie versorgt werden oder die Fahrzeugbatterie 1 geladen werden. Somit kann die Fahrzeugbatterie 1 auch beim Ausfall der Lichtmaschine geladen werden, da andere Spannungsquellen im Fahrzeug zur Verfügung stehen. Alternativ oder zusätzlich zu der Rekuperationsbremse kann an dem Rad dem das Modul zugeordnet ist, ein Wandler 9 angeordnet sein. Der Wandler wandelt die kinetische Energie des Rades in eine speicherbare Energieform um und speist den Energiespeicher 8 und eventuell die Fahrzeugbatterie 1. Weist sowohl der Energiespeicher 8 als auch die Fahrzeugbatterie 1 einen genügenden Ladezustand auf, so kann der Wandler 9 abgekoppelt werden. Der Wandler 9 kann beispielsweise ein Generator zur Erzeugung elektrischer Energie oder eine Pumpe zur Erzeugung einer Druckdifferenz sein. Der Energiespeicher 8 ist dem entsprechend entweder ein Akkumulator oder ein Druckspeicher. Gegebenenfalls kann auch die Energie der Bewegung des Rades relativ zur Fahrzeugkarosserie und in Richtung der Hochachse des Fahrzeugs gewandelt und gespeichert werden.

[0028] Das dargestellte Modul M1 ist nicht nur zur Ausführung einer Bremsfunktion und einer Lenkfunktion geeignet, es ist auch zur Durchführung einer Antriebsfunktion und einer aktiven Federungsfunktion ausgestaltet. Die Sollwerte (Sollenwinkel, Sollbremswirkung, Sollfederwege und SOLLantriebswirkung) aufgrund derer diese Funktionen durchgeführt werden und gegebenenfalls Sensorsignale werden dem Radmodul M1 über die fehlertolerante Kommunikationseinrichtung, den Datenbus 2, zugeführt. In einem Steuerrechner 7 werden aufgrund der übermittelten Sollwerte die Stellgrößen ermittelt. Dabei kann es sich bei der Ermittlung der Stellgrößen sowohl um eine Steuerung als um eine Regelung handeln. Aufgrund der übermittelten Sollbremswirkung wird die Betriebsbremse betrieben. Soll eine Bremsung stattfinden, so kann zunächst über die Rekuperationsbremse 9 eine Bremswirkung erzeugt. Ist die so erzeugte Bremswirkung nicht ausreichend, so wird als weiterer Teil der Betriebsbremse eine Scheibenbremse 12 benutzt, wobei der Bremsdruck z.B. durch eine hydraulische Druckquelle 10 erzeugt wird und in die Radbremszylinder 11 eingespeist wird.

[0029] Ist eine Rekuperationsbremse 9 nicht vorhanden, so dient allein die hydraulische Scheibenbremse 12 als Betriebsbremse. Der erzeugte Bremsdruck wird durch den Steuerrechner 7 bestimmt. Ebenso wird zur Steuerung bzw. Regelung der Bremswirkung der Rekuperationsbremse 9 der von ihr erzeugte Strom von dem Steuerrechner 7 bestimmt.

[0030] Zur Durchführung der aktiven Federungsfunktion (aktive und/oder teilaktive Federung) wird aufgrund des ermittelten Sollfederwegs die diesem Rad zugeordnete Federung gesteuert. Dazu werden die verstellbaren Federelemente 13 des Rads entsprechend mit Druck aus der hydraulischen Druckquelle 14 versorgt.

[0031] Dabei kann das Radmodul eine einzige hydraulische Druckquelle und gegebenenfalls einen lokalen Druckspeicher aufweisen, wobei im Betrieb des Moduls der Steuerrechner 7 über Steuerventile die Druckzufuhr zu einzelnen druckbetriebenen Stellgliedern steuert.

[0032] Zur Durchführung der Lenkfunktion dienen die Lenksteller 15, 16, die über das Lenkgestänge 18 an dem entsprechenden Rad angreifen. Der zu erzeugende Lenkwinkel des Rades wird aufgrund der Sollenwirkung und dem Ist-Lenkwinkel in dem Steuerrechner 17 bestimmt und von den Steuereinheiten 17, 17' gesteuert über die Lenksteller 15, 16 erzeugt.

[0033] Die Antriebsfunktion wird aufgrund der dem Steuerrechner 7 übermittelten SOLLantriebswirkung durchgeführt. Aufgrund der SOLLantriebswirkung und des tatsächlichen Antriebsmoments wird der Radnabenmotor 19 über das Leistungssteuergerät 20 gesteuert. Die Antriebsenergie für den Radnabenmotor 19 stammt aus einer Antriebsbatterie 21, die entweder gleichzeitig das Bordnetz versorgt, oder die von dem Bordnetz vollkommen unabhängig ist.

[0034] Die Module sind vorzugsweise so aufgebaut, dass die einzelnen Stellglieder an dem entsprechenden Rad oder, wenn über ein Modul beide Räder einer Achse beaufschlagt werden, an der entsprechenden Achse angeordnet sind. In möglichst großer Nähe zu den Stellgliedern sind der Steuerrechner 7, der Energiespeicher 8, die hydraulische Druckquellen 10, 14, die Steuereinheiten 17, 17' und das Leistungssteuergerät 20 in einem gemeinsamen Modulgehäuse angeordnet. Das Modulgehäuse schützt die Elemente des Moduls vor den Umwelteinflüssen. Gleichzeitig bildet das Modulgehäuse mit seinem Inhalt die kleinste austauschbare Einheit, sofern in einem seiner Elemente ein Fehler auftritt. Dadurch wird eine große Vereinfachung in der Montage des Fahrzeugs, in der Lagerhaltung für Ersatzteile und in der Reparatur erreicht.

Patentansprüche

1. Fahrzeug mit

- einem Brems- und Lenksystem, wobei das Fahrzeug mindestens zwei Achsen (A1,A2) aufweist und das Brems- und Lenksystem an jeder Achse für jedes Rad eine Bremsfunktion und an zumindest einer Achse eine Lenkfunktion ausübt, und
 - mindestens einer Recheneinheit (3), in der für jedes Rad eine Sollbremswirkung und für jedes Rad mit Lenkfunktion eine Sollenwirkung aufgrund von Sensorsignalen (Sb,Sg,v,ω,α,β) ermittelt wird, wobei die Bremsfunktion und die Lenkfunktion aufgrund der ermittelten Sollbremswirkung und Sollenwirkung mittels Stellsystemen des Brems- und Lenksystems geregelt bzw. gesteuert wird, die für die Bremsfunktion eine Betriebsbremse (11) und für die Lenkfunktion zusätzlich einen Lenksteller (15, 16) beinhalten,
- dadurch gekennzeichnet, daß
- das Brems- und Lenksystem im Fehlerfall einer Lenksystemkomponente, insbesondere eines Lenkstellers, gezielt einzelne Räder zur Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit des Fahrzeugs bremst.
2. Fahrzeug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß
- die Recheneinheit (3) fehlertolerant, vorzugsweise redundant, ausgelegt ist,
 - die Stellsysteme mittels einer fehlertoleranten Kommunikationseinrichtung (2) mit der Recheneinheit (3) verbunden sind und
 - eine fehlertolerante Energieversorgung für die Stellsysteme und die Recheneinheit (3) vorgesehen ist.
3. Fahrzeug nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß
- jedes Rad zumindest einer der Achsen (A1, A2), an denen eine Lenkfunktion durchgeführt wird, jeweils mit einem unabhängig von den anderen Lenkstellern arbeitenden Lenksteller (Lr1, ..., Lr10) wirkverbunden ist.
4. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß
- die Räder zumindest einer der Achsen (A1,A2), an denen eine Lenkfunktion durchgeführt wird, mit einem gemeinsamen Lenksteller (La1, La2, La3) wirkverbunden sind.
5. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß
- es wenigstens zwei unabhängig voneinander arbeitende, mit verschiedenen Rädern wirkverbundene Lenksteller aufweist.
6. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß
- die Räder zumindest einer der Achsen (A1, A2) jeweils mit einer unabhängig von den anderen Betriebsbremsen arbeitenden Betriebsbremse (Br1, ..., Br8) wirkverbunden sind.
7. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß
- zwischen den Betriebsbremsen (Ba1, ..., Ba6) der Räder zumindest einer der Achsen (A1, A2) ein funktionaler Zusammenhang - insbesondere eine gemeinsame Bremsdruckquelle - besteht.
8. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß
- es wenigstens zwei unabhängig voneinander arbeitende, mit Rädern verschiedener Achsen wirkverbundene Betriebsbremsen aufweist.
9. Fahrzeug nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß
- die Räder der Achsen (A1, A2), an denen eine Lenkfunktion durchgeführt wird, mit unabhängig von anderen Betriebsbremsen arbeitenden Betriebsbremsen (Br1, ..., Br8) wirkverbunden sind.
10. Fahrzeug nach Anspruch 9,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Räder der Achsen, an denen keine Lenkfunktion ausgeführt wird, mit Betriebsbremsen (Ba1, ..., Ba6) wirkverbunden sind, die in einem funktionalen Zusammenhang - insbesondere in Verbindung mit einer gemeinsamen Bremsdruckquelle - zueinander stehen.

5

11. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 2 bis 10,

dadurch gekennzeichnet, daß

die fehlertolerante Energieversorgung aus einer Fahrzeugbatterie (1) und zumindest einem weiteren Energiespeicher (8) im Fahrzeug besteht, wobei die dem einzelnen Rad zugeordneten Stellsysteme durch zumindest zwei voneinander unabhängige Speicher für Energie versorgt sind.

10

12. Fahrzeug nach Anspruch 11,

dadurch gekennzeichnet, daß

jedem Stellsystem für die Bremsfunktion (Br1, ..., Br8, Ba1, ..., Ba6) ein von den anderen Energiespeichern unabhängiger Energiespeicher (8) zugeordnet ist.

15

13. Fahrzeug nach Anspruch 12,

dadurch gekennzeichnet, daß

der Energiespeicher (8), der das Stellsystem für die Bremsfunktion eines bestimmten Rades einer Achse (A1, A2), an der eine Lenkfunktion durchgeführt wird, versorgt, auch das Stellsystem (Lr1, ..., Lr10, La1, La2, La3) für die Lenkfunktion, das diesem Rad zugeordnet ist, versorgt.

20

14. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 11 bis 13,

dadurch gekennzeichnet, daß

die Energiespeicher (8), die einem einzelnen Rad zugeordnet sind, zumindest teilweise durch bei Bremsvorgängen aus der Bewegungsenergie des entsprechenden Rades zurückgewonnene elektrische Energie aufgeladen werden.

25

15. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 11 bis 14,

dadurch gekennzeichnet, daß

zumindest ein Energiespeicher (8) aus der kinetischen Energie eines Rades aufladbar ist.

30

16. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 15,

dadurch gekennzeichnet, daß

für jedes Rad eine aktive Federungsfunktion - insbesondere mittels einer aktiven oder teilaktiven Federung - durchgeführt wird, wobei in der Recheneinheit für jedes Rad Sollfederwege aufgrund von Sensorsignalen ermittelt werden, wobei die aktive Federungsfunktion aufgrund der ermittelten Sollfederwege mittels Federstellern (13) geregelt bzw. gesteuert wird.

35

17. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 16,

dadurch gekennzeichnet, daß

zumindest für die Räder einer Achse (A1, A2) des Fahrzeugs eine Antriebsfunktion mittels einer - insbesondere elektrischen - Antriebseinrichtung (19) durchgeführt wird, wobei in der Recheneinrichtung (7) für die Räder mit Antriebsfunktion eine Sollantriebswirkung ermittelt wird und wobei die Antriebsfunktion aufgrund der ermittelten Sollantriebswirkung gesteuert bzw. geregelt ist.

40

45

18. Fahrzeug nach Anspruch 17,

dadurch gekennzeichnet, daß

an zumindest einer der Achsen (A1, A2) mit Antriebsfunktion für jedes Rad eine von den anderen Antriebseinrichtungen unabhängige Antriebseinrichtung (19) angeordnet ist.

50

19. Fahrzeug nach Anspruch 17 oder 18,

dadurch gekennzeichnet, daß

an zumindest einer der Achsen (A1, A2) mit Antriebsfunktion eine auf beide Räder der Achse gleich einwirkende Antriebseinrichtung angeordnet ist.

55

20. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 11 bis 19,

dadurch gekennzeichnet, daß

die einem bestimmten Rad zugeordneten Stellsysteme sowie die zugehörige Steuerung (7) sowie der ausschließlich dieses Rad versorgende weitere Energiespeicher (8) zu einem Modul (M1, M2, M3, M4) zusammengefaßt sind.

- 5 21. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 11 bis 19,
 dadurch gekennzeichnet, daß
 die allen Rädern einer bestimmten Achse (A1, A2) zugeordneten Stellsysteme sowie die zugehörige Steuerung
 sowie der ausschließlich diese Achse versorgende weitere Energiespeicher zu einem Modul zusammengefaßt
 sind.
- 10 22. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 21,
 dadurch gekennzeichnet, daß
 das fehlertolerante Kommunikationssystem (2) ein Datenbus, insbesondere ein redundant und/oder als Ring oder
 Stern ausgebildeter Datenbus, ist.
- 15 23. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 22,
 dadurch gekennzeichnet, daß
 die fehlertolerante Recheneinheit (3) aus zumindest drei unabhängig voneinander arbeitenden, identischen Re-
 chenwerken (4,5,6) besteht, auf denen unabhängig voneinander aufgrund der allen Rechenwerken (4,5,6) zuge-
 führten Sensorsignalen zumindest die Sollbremswirkung und die Sollenwirkung ermittelt wird.
- 20 24. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 23,
 dadurch gekennzeichnet, dass
 die fehlertolerante Recheneinheit (3) aus zumindest zwei unabhängig voneinander arbeitenden Rechenwerken
 (4,5,6) besteht, wobei jedes der Rechenwerke (4,5,6) die Fail-silent Eigenschaft aufweist und wobei in jedem der
 Rechenwerke (4,5,6) unabhängig voneinander aufgrund der allen Rechenwerken (4,5,6) zugeführten Sensorsig-
 nalen zumindest die Sollbremswirkung und die Sollenwirkung ermittelt wird.

Fig. 1a

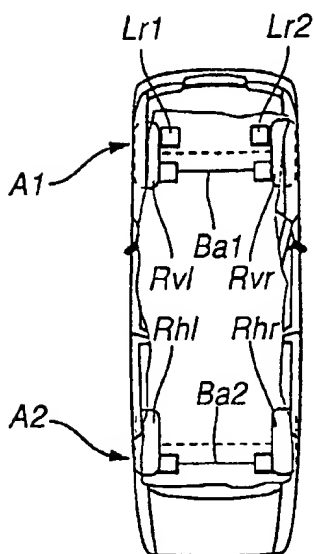


Fig. 1b

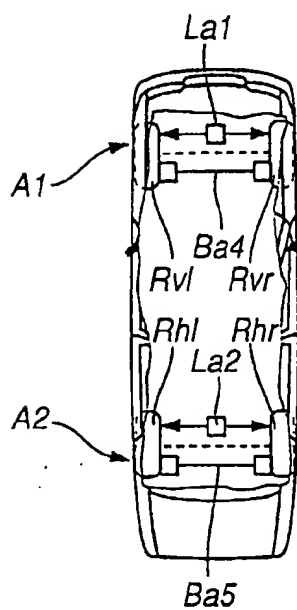


Fig. 1c

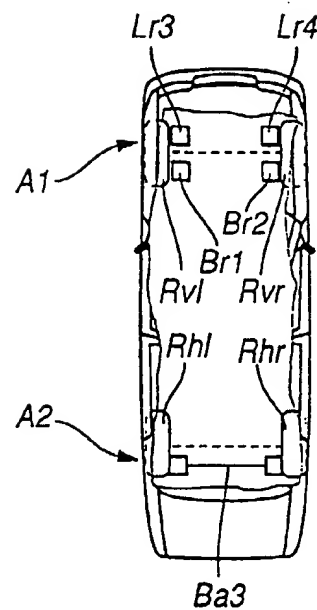


Fig. 1d

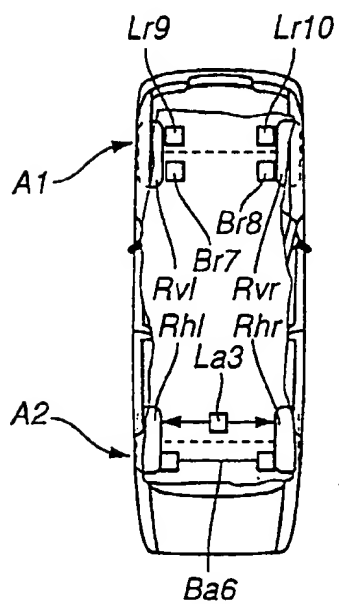
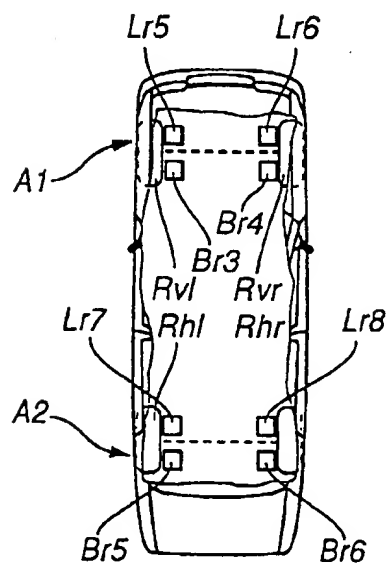


Fig. 1e



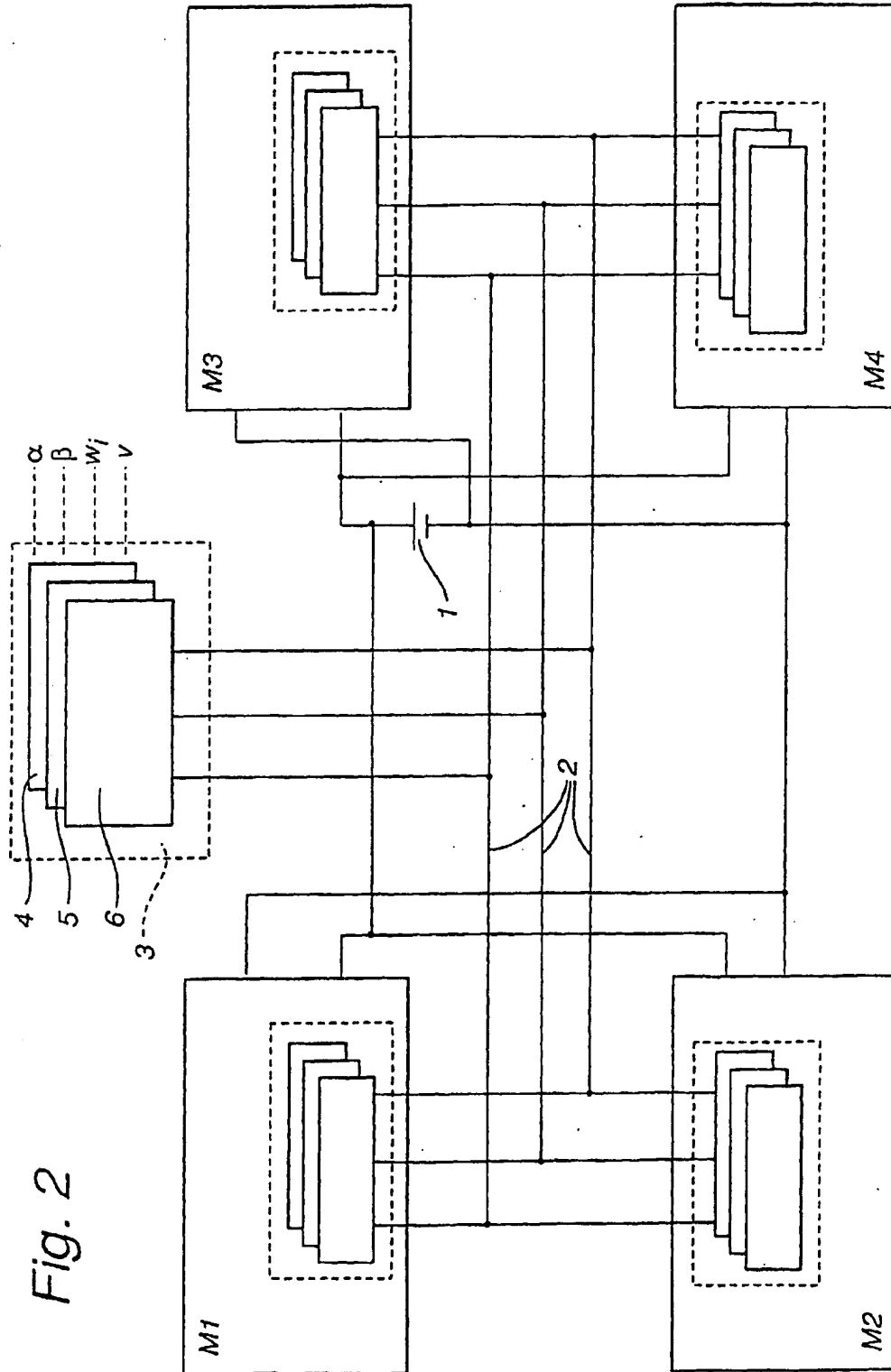
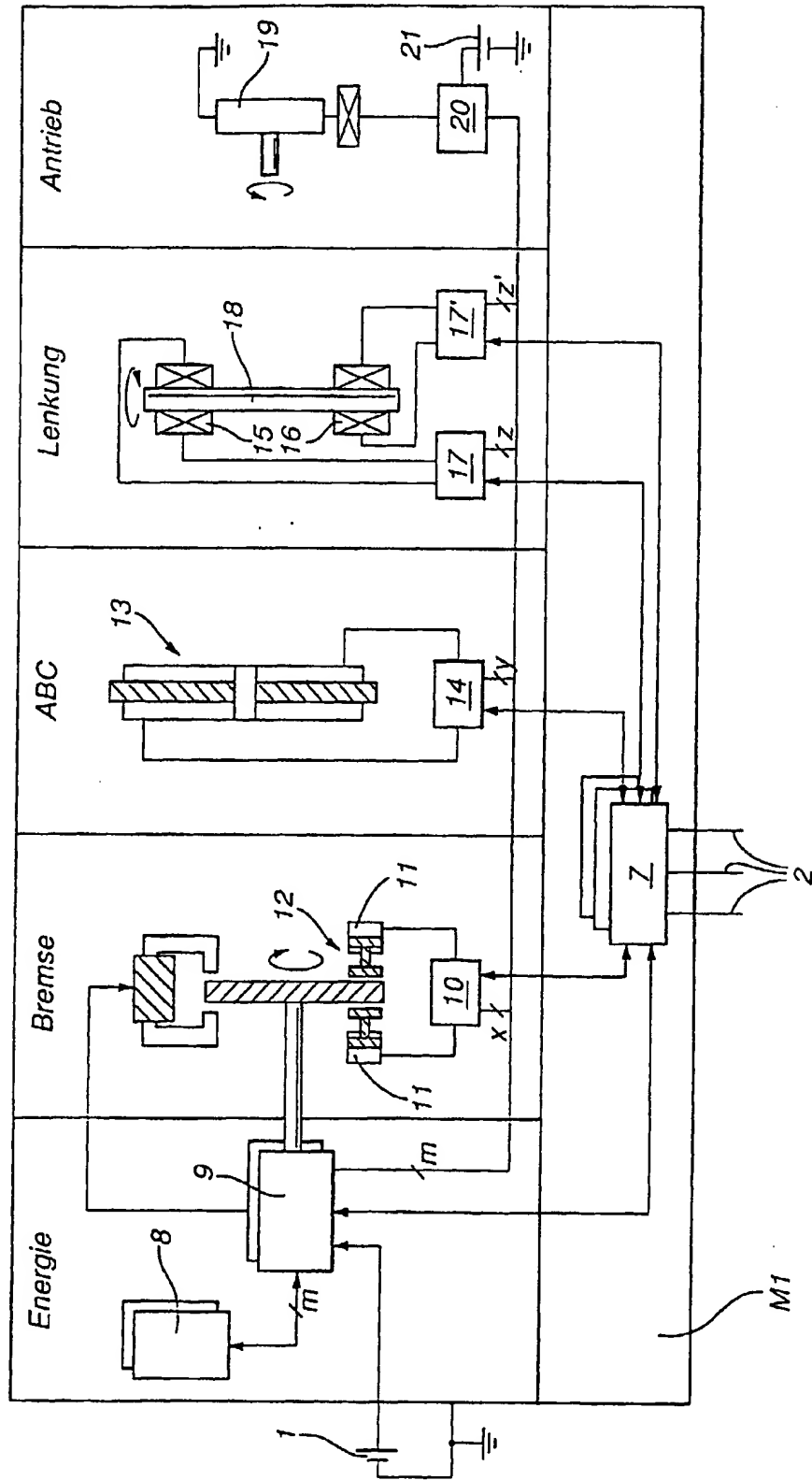


Fig. 3



ELECTRIC VEHICLE AND CONTROL THEREOF

Patent number: JP2000245016
Publication date: 2000-09-08
Inventor: TABATA ATSUSHI; TAGA
YUTAKA; NAKAMURA MASASHI;
AMANO MASAYA
Applicant: TOYOTA MOTOR CORP
Classification:
- international: B60L15/20; B60K6/00; B60K8/00;
B60K31/00; B60K41/28;
B60L11/12; F02D29/00;
F02D29/02; F02D29/06
- european:
Application number: JP19990039848 19990218
Priority number(s):

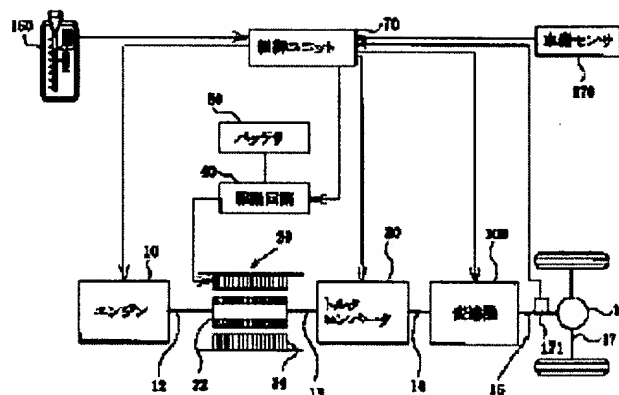
Report a data error here

Abstract of JP2000245016

PROBLEM TO BE SOLVED: To adjust constant-speed run and deceleration properly by selectively implement a speed control means and a deceleration control means based on the setting of a target value.

SOLUTION: A hybrid vehicle realizes deceleration higher/lower than deceleration by an engine brake by switching the operating condition of a motor 20 between regenerative running and power running. A map is set so that the area of the deceleration realized by the power running in a gear stage

having a large gear ratio and the area of the deceleration realized by the regenerative running in the gear stage having a small gear ratio may be overlapped. This setting permits braking so as to be suitable for the remaining capacity SOC of a battery 50. When the battery 50 is under an additionally chargeable condition, for example, the gear stage having the small gear ratio is selected by the regenerative running of the motor 20, and the battery 50 is under a roughly full-charged condition, the gear stage having the large gear ratio is selected by the power running of the motor 20.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Patent Abstracts of Japan

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-245016

(P2000-245016A)

(43) 公開日 平成12年9月8日 (2000.9.8)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード* (参考)
B 6 0 L 15/20		B 6 0 L 15/20	K 3 D 0 4 1
B 6 0 K 6/00		B 6 0 K 31/00	Z 3 D 0 4 4
8/00		41/28	3 G 0 9 3
31/00		B 6 0 L 11/12	5 H 1 1 5
41/28		F 0 2 D 29/00	H
審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 32 頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願平11-39848

(22) 出願日 平成11年2月18日 (1999.2.18)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 田端 淳

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 多賀 豊

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100096817

弁理士 五十嵐 孝雄 (外2名)

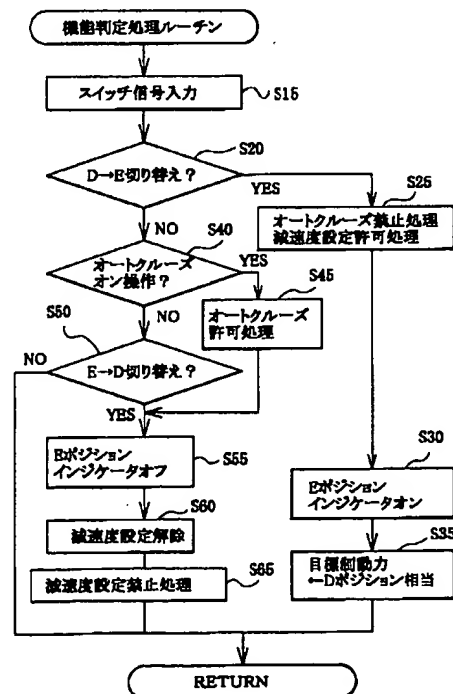
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電気自動車及びその制御方法

(57) 【要約】

【課題】 定速走行システムと減速度の調整システムとを搭載した電気自動車において、両システムを適切に使い分ける。

【解決手段】 ハイブリッド車両において、動力源ブレーキによる減速度を調整可能なシステムであるEポジション機能を搭載する。また、一定の車速で走行するシステムであるオートクルーズも搭載する。各システムにおいては、それぞれ目標の減速度または車速が実現されるように制御ユニットが動力源の運転を制御する。オートクルーズが機能している状態で、Eポジション機能が操作されると、オートクルーズが自動的にキャンセルされる。逆の場合には、Eポジション機能がキャンセルされる。最後に操作されたシステムを有効なものとして選択することにより、違和感のない走行を実現できる。また、他方のシステムをキャンセルする操作が不要となり、操作負担が軽減される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 少なくとも電動機を含む動力源に結合された車軸を有し、該動力源のトルクによって走行可能な電気自動車であって、

該車両の目標速度を設定する目標速度設定手段と、前記目標速度で走行するように前記動力源を制御する速度制御手段と、

該車両の目標減速度を設定する目標減速度設定手段と、該設定された目標減速度で減速が行われるよう前記電動機を制御する減速制御手段と、

前記目標速度設定手段と前記目標減速度設定手段のうち、最後に目標値の設定がなされた手段に応じて、前記速度制御手段と減速制御手段とを選択的に実行する手段とを備える電気自動車。

【請求項2】 前記動力源は、電動機およびエンジンである請求項1記載の電気自動車。

【請求項3】 請求項1記載の電気自動車であって、変速比を複数変更可能な変速機が、前記動力源と前記車軸とに結合され、

さらに、前記目標加速度を前記動力源のトルクにより実現可能な変速比を選択する変速比選択手段を備える電気自動車。

【請求項4】 少なくとも電動機を含む動力源に結合された車軸を有し、該動力源のトルクによって走行可能な電気自動車の制御方法であって、(a) 該車両の目標速度を設定する工程と、(b) 該車両の目標減速度を設定する工程と、(c) 前記目標速度と前記目標減速度のうち、最後に設定された目標値を判定する工程と、(d) 前記目標速度が最後に設定された場合には、該目標速度で走行するように前記動力源を制御する工程と、(e) 前記目標減速度が最後に設定された場合には、該目標減速度で減速が行われるよう前記電動機を制御する工程とを備える制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、少なくとも電動機を動力源とする電気自動車およびその制御方法に関し、詳しくは該車両の加速度を任意に調整可能な電気自動車および該制動を実現する制御方法に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、電気自動車の一形態として、エンジンと電動機とを動力源とするハイブリッド車両が提案されている。例えば特開平9-37407に記載のハイブリッド車両は、変速機を介してエンジンの出力軸を駆動軸に結合した通常の車両の動力系統に対して、エンジンと変速機の間に直列に電動機を追加した構成からなる車両である。かかる構成によれば、エンジンおよび電動機の双方を動力源として走行することが可能である。一般に車両の発進時にはエンジンの燃費が悪い。ハイブリッド車両は、かかる運転を回避するため、電動機の動力

を利用して発進する。車両が所定の速度に達して以降に、エンジンを始動し、その動力を利用して走行する。従って、ハイブリッド車両は、発進時の燃費を向上することができる。また、ハイブリッド車両は、駆動軸の回転を電動機により電力として回生して制動時することができる(以下、かかる制動を回生制動と呼ぶ)。ハイブリッド車両は、回生制動により、運動エネルギーを無駄なく利用できる。これらの特徴によりハイブリッド車両は、燃費に優れるという利点を有している。

【0003】車両の制動方法には、ブレーキペダルの操作に応じてパッド等を押つけて車軸に摩擦を与える形式の制動方法(以下、単にホイールブレーキと呼ぶ)と、いわゆるエンジンブレーキのように動力源から駆動軸に負荷を与える制動方法(以下、動力源ブレーキと呼ぶ)とがある。ハイブリッド車両では、動力源ブレーキとして、エンジンのポンピングロスに基づくエンジンブレーキと、電動機での回生負荷による回生制動とがある。動力源による制動は、アクセルペダルからブレーキペダルへの踏み換えを行うことなく制動を行うことができる点で有用である。動力源ブレーキの有用性を高めるためには、運転者の意図する減速度を任意に設定できることが望ましい。

【0004】ここで、エンジンブレーキは、吸気バルブおよび排気バルブの開閉タイミングを変更しない限り、エンジンの回転数に応じて制動力がほぼ一定の値となる。従って、運転者がエンジンブレーキにより所望の減速度を得るためには、シフトレバーを操作して変速機の変速比を変更し、動力源のトルクと駆動軸に出力されるトルクとの比を変更する必要がある。一方、電動機での回生制動は、回生負荷を比較的容易に制御でき、減速度の制御が比較的容易に実現可能であるという利点がある。かかる観点から、特開平9-37407記載のハイブリッド車両では、電動機での回生制動力を制御することで使用者の設定した減速度を実現している。

【0005】一方、従来、エンジンのみを動力源とする通常の車両において、設定された一定の車速で走行を行う定速走行システムを搭載した車両が提案されている。定速走行システムは、一定の車速が得られるように動力源のトルクを制御するシステムである。定速走行システムが機能すると、運転者がアクセルペダルやブレーキペダルを操作しなくても所望の車速で走行することができるため、運転者の負担を軽減できる利点がある。動力源として電動機を搭載したハイブリッド車両は、動力源のトルクをより精度良く制御可能である。従って、ハイブリッド車両に定速走行システムを搭載すれば、従来以上に滑らかな走行を実現できると期待される。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかし、定速走行システムと、運転者が動力源ブレーキによる減速度を調整可能な制動システムの双方を搭載した車両では、両者の機

能を十分に実現できなくなる場合があることが見いだされた。

【0007】定速走行システムは、目標の車速で走行できるように制御装置が動力源の運転を制御するシステムである。現在の車速が目標の車速よりも高い場合には車両の制動が行われる場合がある。一方、上述の制動システムは運転者が任意の制動トルクを設定し、該トルクで動力源の運転を制御するシステムである。従って、両者を同時に機能させると、定速走行システムにより設定された制動力と、制動システムにより設定された制動トルクとが異なる値に設定される可能性がある。かかる場合に、制動システムにより設定された制動トルクで運転を行えば、運転者が意図した車速を維持できなくなる。逆に定速走行システムにより設定された目標トルクで運転を行えば、運転者が意図した減速度が実現されない。それぞれ運転者の意図に反した走行が行われる可能性がある。

【0008】以上で説明した種々の課題は、エンジンと電動機とを動力源とするハイブリッド車両のみならず、電動機のみを動力源とする車両にも共通の課題であった（以下、両者を包含して電気自動車と呼ぶ）。本発明はかかる課題を解決するためになされたものであり、定速走行および減速度の調整を実現する機能を適切に使い分け、運転者が意図した走行状態での走行を実現する電気自動車およびその制御方法を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段およびその作用・効果】上述の課題の少なくとも一部を解決するために、本発明は次の構成を採った。本発明の電気自動車は、少なくとも電動機を含む動力源に結合された車軸を有し、該動力源のトルクによって走行可能な電気自動車であって、該車両の目標速度を設定する目標速度設定手段と、前記目標速度で走行するように前記動力源を制御する速度制御手段と、該車両の目標減速度を設定する目標減速度設定手段と、該設定された目標減速度で減速が行われるよう前記電動機を制御する減速制御手段と、前記目標速度設定手段と前記目標減速度設定手段のうち、最後に目標値の設定がなされた手段に応じて、前記速度制御手段と減速制御手段とを選択的に実行する手段とを備えることを要旨とする。

【0010】かかる電気自動車によれば、目標速度と目標減速度のうち最後に設定された目標値に応じて、速度制御手段と減速制御手段とを使い分けられることができる。運転者は最後に設定された目標値で運転が行われることを要請しているのが通常である。従って、本発明の電気自動車によれば、運転者は違和感なく車両の運転を行うことができる。

【0011】また、本発明の電気自動車は、速度制御手段と減速制御手段とを使い分けられることによって、車両の

操作性を向上することもできる。速度制御手段が実行されている場合には車両を操作する運転者の負担が大きく軽減される。一方、一般に車両の走行中においては、ドライブフィーリングを向上するために、運転者の意に沿った制動力を実現できることが重要である。本発明の電気自動車によれば減速制御手段が実行されている場合には、運転者の意図した目標減速度での減速が行われるためドライブフィーリングを大きく向上することができる。なお、減速度とは、車両の速度が低減する変化率をいう。

【0012】本発明の電気自動車における速度制御手段と減速制御手段との使い分けについてより具体的に説明する。例えば、目標速度設定手段により目標速度の設定が行われると、速度制御手段が選択され該手段による制御が実行される。その後、目標減速度設定手段により目標減速度の設定が行われると、減速制御手段が選択され該手段による制御が実行される。再び目標速度の設定が行われると、速度制御手段による制御が実行される。本発明の電気自動車では、このように、より時間的に後に設定された目標値に応じた制御が順次実行されるのである。

【0013】目標値の設定は種々の態様で判断することができる。例えば、目標速度および目標減速度の設定の変更がなされた場合に新たな目標値が設定されたと判断することができる。かかる場合には、目標値の設定とともに該目標値に応じた制御が実現されるため、違和感のない運転を実現することができ、運転者の操作負担を軽減することもできる。

【0014】一方、速度制御および減速制御のそれぞれについて運転者がオン・オフを指定するための指定手段を備える場合には、最後にオンが指定された側について目標値の設定が有効になったものと判断することもできる。

【0015】こうすれば、運転者の自己の操作に応じて加速度設定手段の選択が行われるため、より違和感のない走行を実現することができる。また、予め所望の目標値を設定してからオンを指定すれば、目標値変更時の過渡期における違和感がない走行を実現することができる。

【0016】なお、いずれの場合においても、目標速度または目標減速度の一方が設定された場合には、他方の設定を解除するものとしてもよいし、維持するものとしてもよい。

【0017】本明細書にいう電気自動車には、種々の型の車両が含まれる。第1に電動機のみを動力源とする車両、いわゆる純粋な電気自動車である。第2にエンジンと電動機の双方を動力源とするハイブリッド車両である。ハイブリッド車両には、エンジンからの動力を直接駆動軸に伝達可能なパラレルハイブリッド車両と、エンジンからの動力は発電にのみ使用され駆動軸には直接

伝達されないシリーズハイブリッド車両とがある。本発明は、双方のハイブリッド車両に適用可能である。また、電動機を含めて3つ以上の発動機を動力源とするものにも適用可能であることは言うまでもない。

【0018】このように上述の電気自動車は、電動機以外の発動機を動力源として含むものであっても構わない。電動機のみを動力源とする場合、前記電動機トルク設定手段は、所望の制動力の全てを電動機で与えるようにそのトルクを設定する。一般には負のトルクとなり、電動機はいわゆる回生運転となる。電動機以外の発動機を動力源として含む場合、電動機トルク設定手段は、前記発動機によって与えられる制動力を考慮した上で電動機によるトルクを設定する。かかる場合には、該発動機による制動力を所定の値として扱ってもよいし、全体の制動力が所定の値になるように電動機のトルクをいわゆるフィードバック制御するものとしてもよい。

【0019】先に説明した通り、本発明は、種々の電気自動車に適用可能であるが、前記動力源は、電動機およびエンジンであるものとすることが望ましい。即ち、いわゆるパラレルハイブリッド車両に適用することが望ましい。

【0020】エンジンのトルクの制御は、応答性および精度が比較的低いという特性がある。特にエンジンブレーキをかける場合の制動力は柔軟に制御する事が困難である。これに対し、電動機は高い応答性および精度でトルクの制御をすることができる特長がある。本発明を上述のハイブリッド車両に適用すれば、エンジンを動力源とした場合の利点を活かしつつ、滑らかな加減速を実現することができる。つまり、本発明は、上述のハイブリッド車両にとって有用性が高い。

【0021】また、本発明の電気自動車においては、前記動力源のトルクと、前記車軸のトルクとの変速比を複数変更可能な変速機が、前記動力源と前記車軸とに結合され、さらに、前記目標加速度を前記動力源のトルクにより実現可能な変速比を選択する変速比選択手段を備えるものとすることが望ましい。

【0022】かかる車両によれば、上記変速比を種々切り替えることにより、車軸に伝達されるトルクを幅広い範囲で変更することができる。従って、幅広い範囲で車両の加速度を調整することが可能となり、車両の操作性を向上することができる。

【0023】また、本発明は以下に示す通り電気自動車の制御方法として構成することもできる。つまり、本発明の制御方法は、少なくとも電動機を含む動力源に結合された車軸を有し、該動力源のトルクによって走行可能な電気自動車の制御方法であって、(a) 該車両の目標速度を設定する工程と、(b) 該車両の目標減速度を設定する工程と、(c) 前記目標速度と前記目標減速度のうち、最後に設定された目標値を判定する工程と、(d) 前記目標速度が最後に設定された場合に

は、該目標速度で走行するように前記動力源を制御する工程と、(e) 前記目標減速度が最後に設定された場合には、該目標減速度で減速が行われるよう前記電動機を制御する工程とを備える制御方法である。

【0024】かかる制御方法によれば、先に本発明の電気自動車で説明したのと同様の作用により、複数の加速度設定工程を適切に使い分け、電気自動車を運転者が意図した走行状態で運転することができる。

【0025】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を実施例に基づいて説明する。

(1) 装置の構成：図1は、実施例としてのハイブリッド車両の概略構成図である。本実施例のハイブリッド車両の動力源は、エンジン10とモータ20である。図示する通り、本実施例のハイブリッド車両の動力系統は、以下に示す通り、上流側からエンジン10、モータ20、トルクコンバータ30、および変速機100を直列に結合した構成を有している。具体的には、モータ20は、エンジン10のクランクシャフト12に結合されている。モータ20の回転軸13は、トルクコンバータ30に結合されている。トルクコンバータの出力軸14は変速機100に結合されている。変速機100の出力軸15はデファレンシャルギヤ16を介して車軸17に結合されている。

【0026】エンジン10は通常のカソリンエンジンである。但し、エンジン10は、カソリンと空気の混合気をシリンダに吸い込むための吸気バルブ、および燃焼後の排気をシリンダから排出するための排気バルブの開閉タイミングを、ピストンの上下運動に対して相対的に調整可能な機構を有している(以下、この機構をVVT機構と呼ぶ)。VVT機構の構成については、周知であるため、ここでは詳細な説明を省略する。エンジン10は、ピストンの上下運動に対して各バルブが遅れて閉じるように開閉タイミングを調整することにより、いわゆるポンピングロスを低減することができる。この結果、いわゆるエンジンブレーキによる制動力を低減させることができる。また、エンジン10をモータリングする際にモータ20から出力すべきトルクを低減させることもできる。カソリンを燃焼して動力を出力する際には、VVT機構は、エンジン10の回転数に応じて最も燃焼効率の良いタイミングで各バルブが開閉するように制御される。

【0027】モータ20は、三相の同期モータであり、外周面に複数個の永久磁石を有するロータ22と、回転磁界を形成するための三相コイルが巻回されたステータ24とを備える。モータ20はロータ22に備えられた永久磁石による磁界とステータ24の三相コイルによって形成される磁界との相互作用により回転駆動する。また、ロータ22が外力によって回転させられる場合には、これらの磁界の相互作用により三相コイルの両端に

起電力を生じさせる。なお、モータ20には、ロータ22とステータ24との間の磁束密度が円周方向に正弦分布する正弦波着磁モータを適用することも可能であるが、本実施例では、比較的大きなトルクを出力可能な非正弦波着磁モータを適用した。

【0028】ステータ24は駆動回路40を介してバッテリー50に電氣的に接続されている。駆動回路40はトランジスタインバータであり、モータ20の三相それぞれに対して、ソース側とシンク側の2つを一組としてトランジスタが複数備えられている。図示する通り、駆動回路40は、制御ユニット70と電氣的に接続されている。制御ユニット70が駆動回路40の各トランジスタのオン・オフの時間をPWM制御するとバッテリー50を電源とする疑似三相交流がステータ24の三相コイルに流れ、回転磁界が形成される。モータ20は、かかる回転磁界によって先に説明した通り電動機または発電機として機能する。

【0029】トルクコンバータ30は、流体を利用した周知の動力伝達機構である。トルクコンバータ30の入力軸、即ちモータ20の出力軸13と、トルクコンバータ30の出力軸14とは機械的に結合されてはならず、互いに滑りをもった状態で回転可能である。両者の末端には、それぞれ複数のブレードを有するタービンが備えられており、モータ20の出力軸13のタービンとトルクコンバータ30の出力軸14のタービンとが互いに対向する状態でトルクコンバータ内部に組み付けられている。トルクコンバータ30は密閉構造をなしており、中にはトランスミッション・オイルが封入されている。このオイルが前述のタービンにそれぞれ作用することで、一方の回転軸から他方の回転軸に動力を伝達することができる。しかも、両者はすべりをもった状態で回転可能であるから、一方の回転軸から入力された動力を、回転

数およびトルクの異なる回転状態に変換して他方の回転軸に伝達することができる。

【0030】変速機100は、内部に複数のギヤ、クラッチ、ワンウェイクラッチ、ブレーキ等を備え、変速比を切り替えることによってトルクコンバータ30の出力軸14のトルクおよび回転数を変換して出力軸15に伝達可能な機構である。図2は、変速機100の内部構造を示す説明図である。本実施例の変速機100は、大きくは副変速部110（図中の破線より左側の部分）と主変速部120（図中の破線より右側の部分）とから構成されており、図示する構造により前進5段、後進1段の変速段を実現することができる。

【0031】変速機100の構成について回転軸14側から順に説明する。図示する通り、回転軸14から入力された動力は、オーバードライブ部として構成された副変速部110によって所定の変速比で変速されて回転軸119に伝達される。副変速部110は、シングルピニオン型の第1のプラネタリギヤ112を中心に、クラッチC0と、ワンウェイクラッチF0と、ブレーキB0により構成される。第1のプラネタリギヤ112は、遊星歯車とも呼ばれるギヤであり、中心で回転するサンギヤ114、サンギヤの周りで自転しながら公転するプラネタリピニオンギヤ115、更にプラネタリピニオンギヤの外周で回転するリングギヤ118の3種類のギヤから構成されている。プラネタリピニオンギヤ115は、プラネタリキャリア116と呼ばれる回転部に軸支されている。

【0032】一般にプラネタリギヤは、上述の3つのギヤのうち2つのギヤの回転状態が決定されると残余の1つのギヤの回転状態が決定される性質を有している。プラネタリギヤの各ギヤの回転状態は、機構学上周知の計算式(1)によって与えられる。

$$\begin{aligned} N_s &= (1+\rho) / \rho \times N_c - N_r / \rho; \\ N_c &= \rho / (1+\rho) \times N_s + N_r / (1+\rho); \\ N_r &= (1+\rho) N_c - \rho N_s; \\ T_s &= T_c \times \rho / (1+\rho) = \rho T_r; \\ T_r &= T_c / (1+\rho); \\ \rho &= \text{サンギヤの歯数} / \text{リングギヤの歯数} \quad \dots (1); \end{aligned}$$

【0033】ここで、 N_s はサンギヤの回転数； T_s はサンギヤのトルク； N_c はプラネタリキャリアの回転数； T_c はプラネタリキャリアのトルク； N_r はリングギヤの回転数； T_r はリングギヤのトルク；である。

【0034】副変速部110では、変速機100の入力軸に相当する回転軸14がプラネタリキャリア116に結合されている。またこのプラネタリキャリア116とサンギヤ114との間にワンウェイクラッチF0とクラッチC0とが並列に配置されている。ワンウェイクラッチF0はサンギヤ114がプラネタリキャリア116に対して相対的に正回転、即ち変速機への入力軸14と同方向に回転する場合に係合する方向に設けられている。

サンギヤ114には、その回転を制止可能な多板ブレーキB0が設けられている。副変速部110の出力に相当するリングギヤ118は回転軸119に結合されている。回転軸119は、主変速部120の入力軸に相当する。

【0035】かかる構成を有する副変速部110は、クラッチC0又はワンウェイクラッチF0が係合した状態ではプラネタリキャリア116とサンギヤ114とが一体的に回転する。先に示した式(1)に照らせば、サンギヤ114とプラネタリキャリア116の回転数が等しい場合には、リングギヤ118の回転数もこれらと等しくなるからである。このとき、回転軸119は入力軸1

4と同じ回転数となる。またブレーキB0を係合させてサンギヤ114の回転を止めた場合、先に示した式

(1)においてサンギヤ114の回転数Nsに値0を代入すれば明らかな通り、リングギヤ118の回転数Nrはプラネタリキャリア116の回転数Ncよりも高くなる。即ち、回転軸14の回転は増速されて回転軸119に伝達される。このように副変速部110は、回転軸14から入力された動力を、そのままの状態に回転軸119に伝える役割と、増速して伝える役割とを選択的に果たすことができる。

【0036】次に、主変速部120の構成を説明する。主変速部120は三組のプラネタリギヤ130、140、150を備えている。また、クラッチC1、C2、ワンウェイクラッチF1、F2およびブレーキB1～B4を備えている。各プラネタリギヤは、副変速部110に備えられた第1のプラネタリギヤ112と同様、サンギヤ、プラネタリキャリアおよびプラネタリピニオンギヤ、並びにリングギヤから構成されている。三組のプラネタリギヤ130、140、150は次の通り結合されている。

【0037】第2のプラネタリギヤ130のサンギヤ132と第3のプラネタリギヤ140のサンギヤ142とは互いに一体的に結合されており、これらはクラッチC2を介して入力軸119に結合可能となっている。これらのサンギヤ132、142が結合された回転軸には、その回転を制止するためのブレーキB1が設けられている。また、該回転軸が逆転する際に係合する方向にワンウェイクラッチF1が設けられている。さらにこのワンウェイクラッチF1の回転を制止するためのブレーキB2が設けられている。

【0038】第2のプラネタリギヤ130のプラネタリキャリア134には、その回転を制止可能なブレーキB3が設けられている。第2のプラネタリギヤ130のリングギヤ136は、第3のプラネタリギヤ140のプラネタリキャリア144および第4のプラネタリギヤ150のプラネタリキャリア154と一体的に結合されている。更に、これら三者は変速機100の出力軸15に結合されている。

【0039】第3のプラネタリギヤ140のリングギヤ146は、第4のプラネタリギヤ150のサンギヤ152に結合されるとともに、回転軸122に結合されている。回転軸122はクラッチC1を介して主変速部120の入力軸119に結合可能となっている。第4のプラネタリギヤ150のリングギヤ156には、その回転を制止するためのブレーキB4と、リングギヤ156が逆転する際に係合する方向にワンウェイクラッチF2とが

設けられている。

【0040】変速機100に設けられた上述のクラッチC0～C2およびブレーキB0～B4は、それぞれ油圧によって係合および解放する。図示を省略したが、各クラッチおよびブレーキには、かかる作動を可能とする油圧配管および油圧を制御するためのソレノイドバルブ等が設けられている。本実施例のハイブリッド車両では、制御ユニット70がこれらのソレノイドバルブ等に制御信号を出力することによって、各クラッチおよびブレーキの作動を制御する。

【0041】本実施例の変速機100は、クラッチC0～C2およびブレーキB0～B4の係合および解放の組み合わせによって、前進5段・後進1段の変速段を設定することができる。また、いわゆるパーキングおよびニュートラルの状態も実現することができる。図3は、各クラッチ、ブレーキ、およびワンウェイクラッチの係合状態と変速段との関係を示す説明図である。この図において、○印はクラッチ等が係合した状態であることを意味し、◎は動力源ブレーキ時に係合することを意味し、△印は係合するものの動力伝達に関係しないことを意味している。動力源ブレーキとは、エンジン10およびモータ20による制動をいう。なお、ワンウェイクラッチF0～F2の係合状態は、制御ユニット70の制御信号に基づくものではなく、各ギヤの回転方向に基づくものである。

【0042】図3に示す通り、パーキング(P)およびニュートラル(N)の場合には、クラッチC0およびワンウェイクラッチF0が係合する。クラッチC2およびクラッチC1の双方が解放状態であるから、主変速部120の入力軸119から下流には動力の伝達がなされない。

【0043】第1速(1st)の場合には、クラッチC0、C1およびワンウェイクラッチF0、F2が係合する。また、エンジンブレーキをかける場合には、さらにブレーキB4が係合する。この状態では、変速機100の入力軸14は第4のプラネタリギヤ150のサンギヤ152に直結された状態に等しくなり、動力は第4のプラネタリギヤ150の変速比に応じた変速比で出力軸15に伝達される。リングギヤ156は、ワンウェイクラッチF2の作用により逆転しないように拘束され、事実上回転数は値0となる。かかる条件下で、先に示した式(1)に照らせば、入力軸14の回転数 N_{in} 、トルク T_{in} と、出力軸15の回転数 N_{out} 、トルク T_{out} との関係は、次式(2)で与えられる。

【0044】

$$N_{out} = N_{in} / k_1;$$

$$T_{out} = k_1 \times T_{in}$$

$$k_1 = (1 + \rho_4) / \rho_4;$$

ρ_4 は第4のプラネタリギヤ150の変速比

・・・(2);

【0045】第2速(2nd)の場合には、クラッチC1、ブレーキB3、ワンウェイクラッチF0が係合する。また、エンジンブレーキをかける場合には、さらにクラッチC0が係合する。この状態では、変速機100の入力軸14は第4のプラネタリギヤ150のサンギヤ152および第3のプラネタリギヤ140のリングギヤ146に直結された状態に等しい。一方、第2のプラネタリギヤ130のプラネタリキャリア134は固定された状態となる。第2のプラネタリギヤ130および第3のプラネタリギヤ140について見れば、両者のサンギヤ132、142の回転数は等しい。また、リングギヤ

$$N_{out} = N_{in} / k_2;$$

$$T_{out} = k_2 \times T_{in}$$

$$k_2 = \{\rho_2(1 + \rho_3) + \rho_3\} / \rho_2;$$

ρ_2 は第2のプラネタリギヤ130の変速比;

ρ_3 は第3のプラネタリギヤ140の変速比

... (3);

【0047】第3速(3rd)の場合には、クラッチC0、C1、ブレーキB2、ワンウェイクラッチF0、F1が係合する。また、エンジンブレーキをかける場合には、さらにブレーキB1が係合する。この状態では、変速機100の入力軸14は第4のプラネタリギヤ150のサンギヤ152および第3のプラネタリギヤ140のリングギヤ146に直結された状態に等しい。一方、第2および第3のプラネタリギヤ130、140のサンギヤ132、142はブレーキB2およびワンウェイクラッチF1の作用により逆転が禁止された状態となり、事実上回転数は値0となる。かかる条件下で、第2速(2nd)の場合と同様、先に説明した式(1)に照らせば、プラネタリギヤ130、140の回転状態は一義的に決定され、出力軸15の回転数も一義的に決定される。入力軸14の回転数 N_{in} 、トルク T_{in} と、出力軸15の回転数 N_{out} 、トルク T_{out} との関係は、次式(4)で与えられる。出力軸15の回転数 N_{out} は第2速(2nd)の回転数よりも高くなり、トルク T_{out} は第2速(2nd)のトルクよりも低くなる。

【0048】

$$N_{out} = N_{in} / k_3;$$

$$T_{out} = k_3 \times T_{in}$$

$$k_3 = 1 + \rho_3 \quad \dots (4);$$

【0049】第4速(4th)の場合には、クラッチC0~C2およびワンウェイクラッチF0が係合する。ブレーキB2も同時に係合するが、動力の伝達には無関係である。この状態では、クラッチC1、C2が同時に係合するため、入力軸14は第2のプラネタリギヤ130のサンギヤ132、第3のプラネタリギヤ140のサンギヤ142およびリングギヤ146、第4のプラネタリギヤ150のサンギヤ152に直結された状態となる。この結果、第3のプラネタリギヤ140は入力軸14と

$$N_{out} = N_{in} / k_5;$$

$$T_{out} = k_5 \times T_{in}$$

136とプラネタリキャリア144の回転数は等しい。これらの条件下で、先に説明した式(1)に照らせば、プラネタリギヤ130、140の回転状態は一義的に決定される。入力軸14の回転数 N_{in} 、トルク T_{in} と、出力軸15の回転数 N_{out} 、トルク T_{out} との関係は、次式(3)で与えられる。出力軸15の回転数 N_{out} は第1速(1st)の回転数よりも高くなり、トルク T_{out} は第1速(1st)のトルクよりも低くなる。

【0046】

同じ回転数で一体的に回転する。従って、出力軸15も入力軸14と同じ回転数で一体的に回転する。従って第4速(4th)では、出力軸15は第3速(3rd)よりも高い回転数で回転する。つまり、入力軸14の回転数 N_{in} 、トルク T_{in} と、出力軸15の回転数 N_{out} 、トルク T_{out} との関係は、次式(5)で与えられる。出力軸15の回転数 N_{out} は第3速(3rd)の回転数よりも高くなり、トルク T_{out} は第3速(3rd)のトルクよりも低くなる。

【0050】

$$N_{out} = N_{in} / k_4;$$

$$T_{out} = k_4 \times T_{in}$$

$$k_4 = 1 \quad \dots (5);$$

【0051】第5速(5th)の場合には、クラッチC1、C2、ブレーキB0が係合する。ブレーキB2も係合するが、動力の伝達には無関係である。この状態では、クラッチC0が解放されるため、副変速部110で回転数が増速される。つまり、変速機100の入力軸14の回転数は、増速されて主変速部120の入力軸119に伝達される。一方、クラッチC1、C2が同時に係合するため、第4速(4th)の場合と同様、入力軸119と出力軸15とは同じ回転数で回転する。先に説明した式(1)に照らせば、副変速部110の入力軸14と出力軸119の回転数、トルクを求めることができ、出力軸15の回転数、トルクを求めることができる。入力軸14の回転数 N_{in} 、トルク T_{in} と、出力軸15の回転数 N_{out} 、トルク T_{out} との関係は、次式(6)で与えられる。出力軸15の回転数 N_{out} は第4速(4th)の回転数よりも高くなり、トルク T_{out} は第4速(4th)のトルクよりも低くなる。

【0052】

$$k5 = 1 / (1 + \rho1)$$

$\rho1$ は第1のプラネタリギヤ112の変速比・・・(6)；

【0053】リバース(R)の場合には、クラッチC2、ブレーキB0、B4が係合する。このとき、入力軸14の回転数は副変速部110で増速された上で、第2のプラネタリギヤ130のサンギヤ132、第3のプラネタリギヤ140のサンギヤ142に直結された状態となる。既に説明した通り、リングギヤ136、プラネタリキャリア144、154の回転数は等しくなる。リングギヤ146とサンギヤ152の回転数も等しくなる。また、第4のプラネタリギヤ150のリングギヤ156の回転数はブレーキB4の作用により値0となる。これらの条件下で先に説明した式(1)に照らせば、プラネタリギヤ130、140、150の回転状態は一義的に決定される。このとき出力軸15は負の方向に回転し、後進が可能となる。

【0054】以上で説明した通り、本実施例の変速機100は、前進5段、後進1段の変速を実現することができる。入力軸14から入力された動力は、回転数およびトルクの異なる動力として出力軸15から出力される。出力される動力は、第1速(1st)から第5速(5th)の順に回転数が上昇し、トルクが低減する。これは入力軸14に負のトルク、即ち制動力が付加されている場合も同様である。上で示した式(2)～(6)中の変数 $k1 \sim k5$ は、それぞれ各変速段の変速比を表している。入力軸14にエンジン10およびモータ20により、一定の制動力が付加された場合、第1速(1st)から第5速(5th)の順に出力軸15に付加される制動力は低減する。なお、変速機100としては、本実施例で適用した構成の他、周知の種々の構成を適用可能である。変速段が前進5速よりも少ないものおよび多いもののいずれも適用可能である。

【0055】変速機100の変速段は、制御ユニット70が車速等に応じて設定する。運転者は、車内に備えられたシフトレバーを手動で操作し、シフトポジションを選択することによって、使用される変速段の範囲を変更することが可能である。図4は本実施例のハイブリッド車両におけるシフトポジションの操作部160を示す説明図である。この操作部160は車内の運転席横のフロアに車両の前後方向に沿って備えられている。

【0056】図示する通り、操作部160としてシフトレバー162が備えられている。運転者はシフトレバー162を前後方向にスライドすることにより種々のシフトポジションを選択することができる。シフトポジションは、前方からパーキング(P)、リバース(R)、ニュートラル(N)、ドライブポジション(D)、第4ポジション(4)、第3ポジション(3)、第2ポジション(2)およびローポジション(L)の順に配列されている。

【0057】パーキング(P)、リバース(R)、ニュ

ートラル(N)は、それぞれ図3で示した係合状態に対応する。ドライブポジション(D)は、図3に示した第1速(1st)から第5速(5th)までを使用して走行するモードの選択を意味する。以下、第4ポジション(4)は第4速(4th)まで、第3ポジション(3)は第3速(3rd)まで、第2ポジション(2)は第2速(2nd)までおよびローポジション(L)は第1速(1st)のみを使用して走行するモードの選択を意味する。

【0058】本実施例のハイブリッド車両は、後述する通り、動力源ブレーキによる制動力、即ち車両の減速度を運転者が任意に設定可能となっている。シフトポジションを選択するための操作部160には、減速度を設定するための機構も設けられている。

【0059】図4に示す通り、本実施例のハイブリッド車両におけるシフトレバー162は、前後にスライドしてシフトポジションを選択することができる他、ドライブ(D)ポジションで横にスライドすることも可能である。このようにして選択されたポジションをEポジションと呼ぶものとする。シフトレバー162がEポジションにある場合には、以下の通りシフトレバー162を前後に操作することによって動力源ブレーキによる制動力の設定を変更することが可能となる。なお、操作部160には、内部にシフトポジションを検出するためのセンサ、およびシフトレバー162がEポジションにある場合にオンとなるEポジションスイッチが設けられている。これらのセンサ、スイッチの信号は後述する通り、制御ユニット70に伝達され、車両の種々の制御に用いられる。

【0060】シフトレバー162がEポジションにある場合の動作について説明する。シフトレバー162は運転者が手を離れた状態ではEポジションの中立位置に保たれる。運転者は減速度を増したい場合、つまり急激な制動を行いたい場合には、シフトレバー162を後方(Decel側)に倒す。減速度を低減したい場合、つまり緩やかな制動を行いたい場合には、シフトレバー162を前方(Can-Decel側)に倒す。かかる場合、シフトレバー162は前後方向に連続的にスライドするのではなく、節度感を持って動く。つまり、シフトレバー162は、中立状態、前方に倒した状態、後方に倒した状態の3つのうちいずれかの状態を採る。運転者がシフトレバー162に加える力を緩めればシフトレバー162は直ちに中立位置に戻るようになっている。動力源ブレーキの制動力は、シフトレバー162の前後方向の操作回数に応じて段階的に変化するようになっている。

【0061】本実施例のハイブリッド車両は、上述したシフトレバー162の操作の他、ステアリングにも動力

源ブレーキによる減速度を変更するための操作部が設けられている。図5は、ステアリングに設けられた操作部を示す説明図である。図5(a)はステアリング164を運転者に対向する側、つまり前面から見た状態を示している。図示する通り、ステアリング164のスポーク部に減速度を増すためのDecelスイッチ166L、166Rが設けられている。これらのスイッチは、運転者がステアリングを操作する際に、右手または左手の親指で操作しやすい場所に設けられている。本実施例では、ステアリングを回転した場合でも混乱なく適切な操作を行うことができるように、前面に設けられた2つのスイッチは同じ機能を奏するものに統一してある。

【0062】図5(b)はステアリング164を裏面から見た状態を示している。図示する通り、Decelスイッチ166L、166Rのほぼ裏側に当たる場所に、減速度を低減するためのCan-Decelスイッチ168L、168Rが設けられている。これらのスイッチは、運転者がステアリングを操作する際に、右手または左手の人差し指で操作しやすい場所に設けられている。Decelスイッチ166L、166Rと同様の理由により、両スイッチは同じ機能を奏するものに統一してある。

【0063】運転者がDecelスイッチ166L、166Rを押すと、その回数に応じて減速度が増加する。Can-Decelスイッチ168L、168Rを押すと、その回数に応じて減速度が低減する。なお、これらのスイッチ166L、166R、168L、168Rは、シフトレバー162がEポジション（図4参照）にある場合にのみ有効となる。このように構成することにより、運転者がステアリング164を操作する際に意図せずこれらのスイッチを操作して、目標制動力の設定が変更されることを回避することができる。

【0064】操作部160には、この他、スノーモードスイッチ163が設けられている。スノーモードスイッチ163は、路面が雪道などの摩擦係数が低く、スリップしやすい状況にある場合に運転者により操作される。スノーモードスイッチ163がオンになっている場合には、後述する通り、目標制動力の上限値が所定値以下に抑制されるようになっている。摩擦係数が低い路面を走行中に、大きな制動力で減速が行われるとスリップが生じる可能性がある。スノーモードスイッチ163がオンになっている場合には、制動力を所定値以下に抑制されるため、スリップを回避することができる。もちろん、スノーモードスイッチ163がオンとなっている場合には、スリップが生じない程度の範囲で、減速度を変更することは可能である。

【0065】操作部160には、また、オートクルーズのオン・オフを指定するオートクルーズスイッチ169が設けられている。オートクルーズスイッチ169がオンになると、運転者がアクセルペダルの踏み込みを緩め

ても、スイッチをオンにした時点の車速を維持して走行される。但し、前方の車両との車間距離が所定以下に接近すると、車間を広げるように自動的に減速される。かかる制御を実現可能とするために、本実施例のハイブリッド車両には、図1に示した通り車速センサ171および車間センサ170が搭載されている。本実施例では、車間センサ170として、車両先端に設けられたレーザ測距装置を用いている。車間センサ170としては、その他、超音波や電波などを利用した種々のセンサを適用することが可能である。

【0066】なお、シフトポジションの選択および目標制動力の設定を行うための操作部は、本実施例で示した構成（図4）以外にも種々の構成を適用することが可能である。図6は、変形例の操作部160Aを示す説明図である。この操作部160Aは、運転者の横に車両の前後方向に沿って設けられている。運転者がシフトレバー162を前後方向にスライドすることにより種々のシフトポジションを選択することができる。図6では、ドライブポジション（D）のみを示し、4ポジション等を省略したが、図4の操作部160と同様、種々のシフトポジションを設けることができる。変形例の操作部160Aでは、シフトポジションを選択するための通常の可動範囲の更に後方にEポジションを設けてある。運転者は、Eポジション内でシフトレバー162を前後方向にスライドすることにより減速度の設定を連続的に変更することができる。この例では、シフトレバー162を後方にスライドすることによって減速度が増加し、前方にスライドすることによって減速度が低減する。なお、この変形例は一例に過ぎず、減速度を設定するための機構は、この他にも種々の構成を適用することが可能である。

【0067】以上で説明した減速度の設定は、車内の計器板に表示される。図7は、本実施例におけるハイブリッド車両の計器板を示す説明図である。この計器板は、通常の車両と同様、運転者の正面に設置されている。計器板には、運転者から見て左側に燃料計202、速度計204が設けられており、右側にエンジン水温計208、エンジン回転計206が設けられている。中央部にはシフトポジションを表示するシフトポジションインジケータ220が設けられており、その左右に方向指示器インジケータ210L、210Rが設けられている。これらは、通常の車両と同等の表示部である。本実施例のハイブリッド車両では、これらの表示部に加えて、Eポジションインジケータ222がシフトポジションインジケータ220の上方に設けられている。また、設定された減速度の表示を行う減速度インジケータ224がEポジションインジケータ222の右側に設けられている。

【0068】Eポジションインジケータ222は、シフトレバーがEポジションにある際に点灯する。減速度インジケータ224は、運転者がDecelスイッチおよ

びCan-Decelスイッチを操作して減速度を設定すると、車両のシンボルに併せて設けられた後ろ向きの矢印(図7の右向きの矢印)の長さが増減して、設定結果を感覚的に表すようになっている。本実施例のハイブリッド車両は、後述する通り、種々の条件に基づいて設定された減速度を抑制することがある。Eポジションインジケータ222および減速度インジケータ224は、かかる抑制が行われた場合には、点滅表示など通常とは異なる態様での表示を行うことで、減速度の抑制を運転者に報知する役割も果たす。

【0069】本実施例のハイブリッド車両では、エンジン10、モータ20、トルクコンバータ30、変速機100等の運転を制御ユニット70が制御している(図1参照)。制御ユニット70は、内部にCPU、RAM、ROM等を備えるワンチップ・マイクロコンピュータであり、ROMに記録されたプログラムに従い、CPUが後述する種々の制御処理を行う。制御ユニット70には、かかる制御を実現するために種々の入出力信号が接続されている。図8は、制御ユニット70に対する入出力信号の結線を示す説明図である。図中の左側に制御ユニット70に入力される信号を示し、右側に制御ユニット70から出力される信号を示す。

【0070】制御ユニット70に入力される信号は、種々のスイッチおよびセンサからの信号である。かかる信号には、例えば、エンジン10のみを動力源とする運転を指示するハイブリッドキャンセルスイッチ、車両の加速度を検出する加速度センサ、エンジン10の回転数、エンジン10の水溫、イグニッションスイッチ、バッテリー50の残容量SOC、エンジン10のクランク位置、デフォッグのオン・オフ、エアコンの運転状態、車速センサ171により検出された車速、トルクコンバータ30の油溫、シフトポジション(図4参照)、サイドブレーキのオン・オフ、フットブレーキの踏み込み量、エンジン10の排気を浄化する触媒の溫度、アクセル開度、オートクルーズスイッチのオン・オフ、Eポジションスイッチのオン・オフ(図4参照)、目標制動力の設定を変更するDecelスイッチおよびCan-Decelスイッチ、車間センサ170により検出された車間、過給器のタービン回転数、雪道など低摩擦係数の路面の走行モードを指示するスノーモードスイッチ、燃料計からのフューエルリッド信号などがある。

【0071】制御ユニット70から出力される信号は、エンジン10、モータ20、トルクコバータ30、変速機100等を制御するための信号である。かかる信号には、例えば、エンジン10の点火時期を制御する点火信号、燃料噴射を制御する燃料噴射信号、エンジン10の始動を行うためのスタータ信号、駆動回路40をスイッチングしてモータ20の運転を制御するMG制御信号、変速機100の変速段を切り替える変速機制御信号、変速機100の油圧を制御するためのATソレノイド信号

およびATライン圧コントロールソレノイド信号、アンチロックブレーキシステム(ABS)のアクチュエータを制御する信号、駆動力源を表示する駆動力源インジケータ信号、エアコンの制御信号、種々の警報音を鳴らすための制御信号、エンジン10の電子スロットル弁の制御信号、スノーモードの選択を表示するスノーモードインジケータ信号、エンジン10の吸気バルブ、排気バルブの開閉タイミングを制御するVVT信号、車両の運転状態を表示するシステムインジケータ信号、および設定された減速度を表示する設定減速度インジケータ信号などがある。

【0072】(2) 一般的動作: 次に、本実施例のハイブリッド車両の一般的動作について説明する。先に図1で説明した通り、本実施例のハイブリッド車両は動力源としてエンジン10とモータ20とを備える。制御ユニット70は、車両の走行状態、即ち車速およびトルクに応じて両者を使い分けて走行する。両者の使い分けは予めマップとして設定され、制御ユニット70内のROMに記憶されている。

【0073】図9は、車両の走行状態と動力源との関係を示す説明図である。図中の曲線LIMは、車両が走行可能な領域の限界を示している。図中の領域MGはモータ20を動力源として走行する領域であり、領域EGはエンジン10を動力源として走行する領域である。以下、前者をEV走行と呼び、後者を通常走行と呼ぶものとする。図1の構成によれば、エンジン10とモータ20の双方を動力源として走行することも可能ではあるが、本実施例では、かかる走行領域は設けていない。

【0074】図示する通り、本実施例のハイブリッド車両は、まずEV走行で発進する。先に説明した通り(図1参照)、本実施例のハイブリッド車両は、エンジン10とモータ20とが一体的に回転するように構成されている。従って、EV走行時にもエンジン10は回転している。但し、燃料噴射および点火を行わず、モータリングされている状態である。先に説明した通り、エンジン10にはVVT機構が備えられている。制御ユニット70は、EV走行時にはモータ20に与える負荷を減らし、モータ20から出力される動力が車両の走行に有効に使われるようにするため、VVT機構を制御して、吸気バルブおよび排気バルブの開閉タイミングを遅らせる。

【0075】EV走行により発進した車両が図9のマップにおける領域MGと領域EGの境界近傍の走行状態に達した時点で、制御ユニット70は、エンジン10を始動する。エンジン10はモータ20により既に所定の回転数で回転しているから、制御ユニット70は、所定のタイミングでエンジン10に燃料を噴射し、点火する。また、VVT機構を制御して、吸気バルブおよび排気バルブの開閉タイミングをエンジン10の運転に適したタイミングに変更する。

【0076】こうしてエンジン10が始動して以後、領域EG内ではエンジン10のみを動力源として走行する。かかる領域での走行が開始されると、制御ユニット70は駆動回路40のトランジスタを全てシャットダウンする。この結果、モータ20は単に空回りした状態となる。

【0077】制御ユニット70は、このように車両の走行状態に応じて動力源を切り替える制御を行うとともに、変速機100の変速段を切り替える処理も行う。変速段の切り替えは動力源の切り替えと同様、車両の走行状態に予め設定されたマップに基づいてなされる。図10は、変速機100の変速段と車両の走行状態との関係を示すマップである。このマップに示す通り、制御ユニット70は、車速が増すにつれて変速比が小さくなるように変速段の切り替えを実行する。

【0078】この切り替えはシフトポジションによる制限を受ける。ドライブポジション(D)では、図10に示す通り、第5速(5th)までの変速段を用いて走行する。4ポジションでは、第4速(4th)までの変速段を用いて走行する。この場合には、図10における5thの領域であっても第4速(4th)が使用される。変速段の切り替えはこのマップによる切り替えの他、運転者がアクセルペダルを急激に踏み込むことにより一段変速比が高い側に変速段を移す、いわゆるキックダウンと呼ばれる切り替えも行われる。これらの切り替え制御は、エンジンのみを動力源とし、自動変速装置を備えた周知の車両と同様である。本実施例では、EV走行をしている場合(領域MG)にも同様の切り替えを実行する。なお、変速段と車両の走行状態との関係は、図10に示した他、変速機100の変速比に応じて種々の設定が可能である。

【0079】なお、図9および図10には、車両の走行状態に応じてEV走行と通常走行とを使い分ける場合のマップを示した。本実施例の制御ユニット70は、全ての走行状態を通常走行で行う場合のマップも備えている。かかるマップは、図9および図10において、EV走行の領域(領域MG)を除いたものとなっている。EV走行を行うためには、バッテリー50にある程度の電力が蓄えられていることが必要である。従って、制御ユニット70は、バッテリー50の蓄電状態に応じてマップを切り替えて、車両の制御を実行する。即ち、バッテリー50の残容量SOCが所定値以上である場合には、図9および図10に基づき、EV走行と通常走行とを使い分けて運転を行う。バッテリー50の残容量SOCが所定値よりも小さい場合には、発進および微速走行時にもエンジン10のみを動力源とする通常走行で運転する。上記2つのマップの使い分けについては、所定の間隔で繰り返し判定される。従って、残容量SOCが所定値以上でありEV走行で発進を開始した場合でも、発進後に電力が消費された結果、残容量SOCが所定値よりも小さくな

れば、車両の走行状態が領域MG内であっても通常走行に切り替えられる。

【0080】次に、本実施例のハイブリッド車両の制動について説明する。本実施例のハイブリッド車両は、ブレーキペダルを踏み込むことによって付加されるホイールブレーキと、エンジン10およびモータ20からの負荷トルクによる動力源ブレーキの2種類のブレーキによる制動が可能である。動力源ブレーキによる制動は、アクセルペダルの踏み込みを緩めた場合に行われる。動力源ブレーキは、車速に応じて変化する。

【0081】本実施例のハイブリッド車両は、先に説明したEポジションでの操作によって、動力源ブレーキの制動力を運転者が段階的に変化させることができる。EポジションにおいてDecelスイッチを操作すると、動力源ブレーキは段階的に強くなる。Can-Decelスイッチを操作すると、動力源ブレーキは段階的に弱くなる。

【0082】本実施例のハイブリッド車両は、このように段階的に設定された動力源ブレーキを変速機100の変速段の切り替えおよびモータ20による制動力の双方を組み合わせることで制動することにより実現する。図11は、本実施例のハイブリッド車両について、車速および減速度と、変速段との組み合わせのマップを示す説明図である。なお、図11では、減速度を絶対値で示している。DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの操作によって、車両の減速度は図11中の直線BL~BUの範囲で段階的に変化する。

【0083】動力源ブレーキによる制動力は、モータ20のトルクを制御することにより、一定の範囲で変化させることができる。また、変速機100の変速段を切り替えれば、動力源のトルクと車軸17に出力されるトルクとの比を変更することができるから、変速段に応じて車両の減速度を変更することができる。この結果、変速段が第2速(2nd)にあるときは、モータ20のトルクを制御することにより、図11中の短破線で示した範囲の減速度を達成することができる。第3速(3rd)にあるときは、図11中の実線で示した範囲の減速度を達成することができる。第4速(4th)にあるときは、図11中の一点鎖線で示した範囲の減速度を達成することができる。第5速(5th)にあるときは、図11中の長破線で示した範囲の減速度を達成することができる。

【0084】制御ユニット70は、図11のマップに応じて設定された減速度を実現する変速段を選択して制動を行う。例えば、減速度が図11中の直線BLに設定されている場合、車速が値VCよりも高い領域では、第5速(5th)により制動を行い、車速が値VCよりも低い領域では、第4速(4th)に変速段を切り替えて制動を行う。かかる領域では、第5速(5th)では所望の減速度を実現できなくなるからである。本実施例で

は、各変速段で実現される減速度の範囲が重複して設定されている。車速が値VCよりも高い領域では、第4速(4th)と第5速(5th)の双方で直線BLに相当する減速度を実現可能である。従って、かかる領域では、制御ユニット70は、種々の条件に基づいて第4速(4th)または第5速(5th)のいずれか、より制動に適した変速段を選択して制動を行う。

【0085】本実施例における変速段の設定について更に詳細に説明する。図12は、ある車速Vsにおける制動力と変速段との関係を示した説明図である。図11中の直線Vsに沿った制動力と変速段との関係に相当する。図12に示す通り、減速度が比較的小さい区間D1では、第5速(5th)のみで制動力が実現される。それよりも減速度が大きい区間D2では、第5速(5th)および第4速(4th)で制動力が実現される。同様に制動力が順次大きくなるにつれて、区間D3では第4速(4th)のみ、区間D4では第3速(3rd)または第4速(4th)、区間D5では第3速(3rd)のみ、区間D6では第2速(2nd)または第3速(3rd)、区間D7では第2速(2nd)のみでそれぞれの制動力が実現される。なお、ここでは第2速(2nd)までを用いたマップを示したが、第1速(L)を用いた制動を行うものとしても構わない。

【0086】各変速段での減速度が重複している理由について説明する。図13は、第2速(2nd)における減速度を示す説明図である。図中の破線TLは第2速(2nd)で実現される減速度の下限を示し、破線TUは上限と示している。直線TEはエンジン10によるエンジンブレーキのみで実現される減速度を示している。本実施例のハイブリッド車両では、VVT機構を制御することにより、エンジンブレーキによる減速度を変更することも可能ではある。但し、かかる制御は、応答性および精度が低い。従って、本実施例では、制動時にはVVT機構を制御していない。この結果、図13に示す通り、エンジンブレーキによる減速度は車速に応じて一義的に決まった値となる。

【0087】本実施例ではモータ20によるトルクを制御することによって、減速度を変化させている。図13中のハッチングを示した領域Bgでは、モータ20をいわゆる回生運転し、モータ20でも制動力を付加することによってエンジンブレーキによる減速度よりも大きい減速度を実現している。その他の領域Bp、即ち直線TEと破線TLとの間の領域では、モータ20を力行運転し、モータ20からは駆動力を出力することによってエンジンブレーキよりも低い減速度を実現している。

【0088】図14は、モータ20を回生運転する場合の制動トルクと、モータ20を力行運転する場合の制動トルクとの関係を模式的に示した説明図である。図中の左側には、モータ20を力行運転する場合の制動トルク(領域Bpにおける状態)を示した。エンジンブレーキ

による制動トルクは図中の帯BEで示される。領域Bpでは、エンジンブレーキによる制動トルクとは逆方向に、モータ20が帯BMで示された駆動力を出力する。車軸17には、両者の総和からなる制動トルクが出力されるから、図中にハッチングで示した通り、エンジンブレーキによる制動トルクBEよりも低い制動トルクが出力される。

【0089】図中の右側には、モータ20を回生運転する場合の制動トルク(領域Bgにおける状態)を示した。エンジンブレーキによる制動トルクは領域Bpにおける場合と同じ同じ大きさの帯BEで示される。領域Bpでは、エンジンブレーキによる制動トルクと同方向に、モータ20が帯BMで示された制動トルクを出力する。車軸17には、両者の総和からなる制動トルクが出力されるから、図中にハッチングで示した通り、エンジンブレーキによる制動トルクBEよりも大きい制動トルクが出力される。

【0090】このように本実施例のハイブリッド車両は、モータ20の運転状態を回生運転と力行運転とで切り替えることによって、エンジンブレーキによる減速度よりも大きい減速度および低い減速度を実現している。そして、例えば、変速比の大きい側の変速段において力行運転により実現される減速度の領域と、変速比の小さい側の変速段において回生運転により実現される減速度の領域とが重複するように図11のマップを設定している。例えば、第2速(2nd)での力行運転による制動の領域と第3速(3rd)での回生運転による制動の領域とを重複させている。

【0091】このように設定することにより、バッテリー50の残容量SOCに適した態様で制動を行うことができる。例えば、バッテリー50が更に充電可能な状態にある場合には、モータ20の回生運転により所望の減速度が得られるように変速比が小さい側の変速段を選択する。バッテリー50が満充電に近い状態にある場合には、モータ20の力行運転により所望の減速度が得られるように変速比が大きい側の変速段を選択する。本実施例では、上述した通り、2つの変速段による減速度の範囲を重複して設定することにより、このように、バッテリー50の残容量SOCに関わらず所望の減速度の実現を可能としている。

【0092】もちろん、これらの設定は、一例に過ぎず、各変速段により実現される減速度が重複しないように設定してもよい。また、図11のマップのように全ての変速段がそれぞれ他の変速段と重複する領域を有する設定とするのではなく、一部の变速段のみが重複する領域を有する設定としてもよい。

【0093】一方、オートクルーズスイッチ169がオンになっている場合には、制御ユニット70が車速や車間に基づいて適切な加速度を設定する。車両を減速する必要がある場合には、図11のマップ中の直線BL~B

Uの範囲で減速度が設定される。この場合の減速度はEポジションでの減速度の設定とは異なり、直線BL~BUの連続的な範囲で設定される。制御ユニットは、Eポジションの場合と同様、図11のマップを参照して変速比の選択とエンジン、電動機の制御を実行する。正の加速度についても図11と同様のマップが用意されており、制御ユニットは該マップに基づいて変速比の選択、エンジン、電動機の制御を実行する。

【0094】本実施例では、このように種々の方法で設定された減速度での制動を実現する。但し、かかる制御は先に説明したEポジションまたはオートクルーズがオンになっている場合に行われる（以下、かかる制動を減速度制御制動と呼ぶ）。これらの条件が満たされていない場合、つまりシフトレバーがEポジションになく、オートクルーズもオフになっている場合には、通常の制動が行われる。通常の制動では、減速度制御制動とは異なり、変速段の切り替えを行わない。従って、動力源ブレーキがかけられる時点で使用されていた変速段のままで制動を行う。ドライブポジション（D）にある場合には、第5速（5th）で走行しているのが通常であるから、該変速段で実現可能な比較的低い制動力での制動が行われる。4ポジション（4）にある場合には、第4速（4th）までを使用して走行しているから、ドライブポジション（D）よりも若干大きい減速度での制動が実現される。通常の制動時には、モータ20の制動力も一定の負荷を与える回生運転となる。従って、図11に示したマップのように各変速段で幅広い範囲の減速度を実現することはできず、各変速段につき1つの直線で示される減速度しか実現し得ない状態となる。

【0095】（3）運転制御処理：本実施例のハイブリッド車両は、制御ユニット70が、エンジン10、モータ20等を制御することによって、上述した走行を可能としている。以下では、本実施例のハイブリッド車両に特徴的な制動時の運転に絞って、減速制御の内容を説明する。

【0096】図15は、減速制御処理ルーチンのフローチャートである。この処理は、制御ユニット70のCPUが所定の周期で実行する処理である。この処理が開始されると、CPUは、まず機能判定処理を行う（ステップS10）。本実施例のハイブリッド車両は、減速度を設定する機能がEポジション、オートクルーズの2種類存在する。機能判定処理とは、オートクルーズのオン・オフおよびEポジションの選択状況を判定し、いずれの機能を有効にすべきかを判定する処理である。

【0097】図16は、機能判定処理ルーチンのフローチャートである。機能判定処理ルーチンでは、CPUはまずスイッチの信号を入力する（ステップS15）。ここで入力すべき信号は、図8に一覧で示した。もっとも、機能判定処理ルーチンに直接関係のある信号としては、シフトポジションを表す信号、Eポジションスイッ

チの信号、オートクルーズスイッチ169のオン・オフを示す信号である。従って、ステップS15では、これらの信号のみを入力するものとしても構わない。

【0098】次に、CPUは入力された信号に基づいて、DポジションからEポジションへのシフトポジションの切り替えが行われたか否かを判定する（ステップS20）。入力されたシフトポジションがEポジションであり、かつ、従前のシフトポジションがDポジションであれば、上述の切り替えが行われたものと判断される。Eポジションスイッチがオフの状態からオンの状態に変わったか否かに基づいて判断するものとしてもよい。

【0099】DポジションからEポジションへの切り替えが行われた場合には、オートクルーズを禁止する処理を行う（ステップS25）。本実施例では、オートクルーズの実行の可否を示すためのオートクルーズフラグを値0にするものとしている。また、これと同時に減速度の設定を許可する処理が行われる（ステップS25）。本実施例では、減速度の設定の可否を示すための減速度設定フラグを値1にするものとしている。次に、CPUはEポジションインジケータ（図7参照）をオンにする（ステップS30）。図8に示したシステムインジケータ信号として、Eポジションインジケータをオンにする信号を出力する。この信号に応じてEポジションインジケータが点灯される。Eポジションインジケータの点灯に併せて、CPUは目標制動力の初期化として、設定値をDポジション相当の値とする（ステップS35）。

【0100】Dポジション時において、第5速（5th）で走行している場合、ステップS60では、この変速段で実現される減速度に対応した目標制動力を初期値として設定するのである。なお、本実施例においては、図11に示した通り、車速の低い領域では、設定される減速度の最低値（図中の直線BL）が、第5速（5th）で実現される減速度よりも大きい場合がある。フローチャートでは明記していないが、ステップS60における目標制動力の設定は、あくまでもEポジションにおいて採りうる減速度の範囲で行われる。従って、Dポジションで実現される減速度がEポジションで採りうる最低限の減速度（直線BL）よりも低い場合には、減速度は直線BL相当の値に設定される。この結果、Dポジションで使用している変速段によって、減速度の初期設定値は、車速が比較的高い領域ではDポジションで実現される減速度相当の値となり、車速が比較的低い領域ではDポジションで実現される減速度よりも大きい減速度となる場合もある。

【0101】ステップS20において、DポジションからEポジションへの切り替えではないと判定された場合には、CPUは、オートクルーズスイッチ169をオンにする操作がなされたか否かを判定する（ステップS40）。オートクルーズスイッチ169が継続的にオンになっているか否かを判定するのではなく、操作が行わ

れたか否かを判定する。つまり、オートクルーズスイッチのオン・オフを示す信号がオフの状態からオンの状態に切り替わった場合には、オン操作がなされたものと判定される。オートクルーズスイッチをオンにする操作が行われている場合には、オートクルーズの機能を許可する処理がなされる。つまり、オートクルーズの可否を示すフラグを値1とする処理が行われる。

【0102】オートクルーズスイッチをオンにする操作が行われていない場合には、CPUは、EポジションからDポジションへの切り替えが行われたか否かを判定する(ステップS30)。つまり、入力されたシフトポジションがDポジションであり、かつ、従前のシフトポジションがEポジションであれば、上述の切り替えが行われたことになる。Eポジションスイッチがオンの状態からオフの状態に変わったか否かに基づいて判断するものとしてもよい。オートクルーズスイッチをオンにする操作が行われている場合には、上記判定はスキップされる。

【0103】ステップS25またはステップS30のいずれかの条件を満たす場合には、CPUは、Eポジションインジケータ(図7参照)をオフにする(ステップS35)。つまり、図8に示したシステムインジケータ信号に併せてEポジションインジケータをオフにする信号を出力する。この信号に応じてEポジションインジケータが消灯される。Eポジションインジケータの消灯に併せて、CPUは目標制動力の設定値を解除する(ステップS40)。Eポジションでの走行中には、後述する通り運転者がDecelスイッチおよびCan-Decelスイッチを操作して、所望の減速度を設定するが、ステップS40では、こうした一切の設定を解除するのである。

【0104】また、減速度の設定を禁止する処理を実行する(ステップS45)。本実施例では、減速度設定フラグを値0にするものとした。かかる処理が行われた場合には、Eポジションが選択されている場合でも、DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの操作による減速度の設定が禁止されることになる。ステップS25およびステップS30の双方とも満たさない場合には、ステップS35～S45の処理がスキップされる。

【0105】以上で説明した通り、シフトレバー162の操作およびオートクルーズスイッチ169の操作に応じて、有効な機能の選択を行うと、CPUは機能判定処理ルーチンを終了する。CPUは機能判定処理ルーチンが終了すると、減速制御処理ルーチンに戻り、次に減速度設定処理を実行する(ステップS100)。この処理は、DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの操作に基づいて、Eポジションで実現すべき減速度の設定を行う処理である。減速度設定処理の内容を図17に基づいて説明する。

【0106】図17は、減速度設定処理ルーチンのフローチャートである。この処理が開始されると、CPUはスイッチの信号を入力する(ステップS105)。ここで入力する信号は、図8に示した種々の信号のうち、Decelスイッチ、Can-Decelスイッチ、Eポジションスイッチ、スノーモードスイッチの信号である。もちろん、その他の信号を併せて入力するものとしても構わない。

【0107】次に、CPUは運転者による減速度の設定が許可されているか否かを判定する(ステップS110)。この判定は、減速度設定フラグの値に基づいて行われる。該フラグが値1であれば、減速度の設定が許可されていると判定されるし、該フラグが値0であれば、減速度の設定が禁止されていると判定される。減速度の設定が禁止されていると判定された場合には、減速度の設定の変更は受け付けるべきではないと判断し、CPUは何も処理を行うことなく減速度設定処理ルーチンを終了する。

【0108】ステップS110において、減速度の設定が許可されていると判断された場合、CPUは次にDecelスイッチおよびCan-Decelスイッチが故障しているか否かを判定する(ステップS115)。故障は、種々の方法により判断可能である。例えば、スイッチの接触不良時には、いわゆるチャタリングが生じ、スイッチのオン・オフが非常に頻繁に切り替わって検出される。所定時間に亘って、所定以上の周波数でオン・オフが検出された場合には、スイッチが故障しているものと判定することができる。また、逆に通常の操作では想定し得ない程の長時間に亘ってスイッチがオンとなっている場合にも故障と判定することができる。

【0109】スイッチの故障が検出された場合には、運転者の意図しない減速度が設定されることを回避すべく、CPUは目標制動力の設定を解除する(ステップS170)。目標制動力の設定を変更しない処理を行うものとしても構わない。本実施例では、運転者が自己の意図に沿わない値に設定された減速度を修正している途中にスイッチが故障した場合も想定し、目標制動力の設定を解除するものとした。こうして、目標制動力の設定を解除した後、CPUはスイッチの故障を運転者に報知するための故障表示を行う(ステップS175)。故障表示は種々の方法を採用することができる。本実施例では、警報音と鳴らすと共に、Eポジションインジケータ(図7参照)を点滅させるものとした。これらの報知は、図8に示した警報音の信号、システムインジケータの信号にそれぞれ該当する信号を出力することで実現される。

【0110】CPUは、更に減速度制御制動を禁止するための処理を行う(ステップS180)。本実施例では、禁止のための処理として、CPUは、減速度制御制動を禁止するために設けられた禁止フラグをオンにする。後述する通り、実際の制動の制御を行う際に、この

禁止フラグのオン・オフによって減速度制御制動が禁止または許可される。減速度制御制動が禁止された場合には、シフトレバーがEポジションの位置にあるか否かに関わらず、Dポジション相当の制動が行われることになる。スイッチが故障した場合には、CPUは以上の処理を実行して減速度設定処理ルーチンを終了する。

【0111】ステップS115において、スイッチが故障していないと判定された場合、CPUは目標制動力の設定を変更するための処理に移行する。かかる処理として、まずCPUは、DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチが同時に操作されているか否かを判定する(ステップS120)。両スイッチが同時に操作された場合には、いずれのスイッチを優先すべきか不明であるため、以下に示す目標制動力の設定の変更のための処理をスキップし、現状の設定を維持する。

【0112】先に図4および図5に示した通り、本実施例のハイブリッド車両は、シフトレバーおよびステアリングに設けられたスイッチの双方で目標制動力の設定を行うことができる。従って、運転者の誤操作によって、シフトレバーのスイッチと、ステアリング部のスイッチが同時に操作される可能性がある。また、ステアリング部に設けられたDecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの双方が同時に操作される可能性もある。特にこうした誤操作は、操舵のためにステアリングを操作した場合など、運転者が減速度の変更を意図せずに行う可能性が高い。本実施例で、DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの双方が同時に操作された場合に目標制動力の設定を維持するのは、運転者の意に添わない誤操作で目標制動力の設定が変更されることを回避する意図も含まれている。

【0113】DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの双方が同時に操作されていないと判定された場合には、各スイッチの操作に応じて目標制動力の設定を変更する。即ち、Decelスイッチがオンになっていると判定される場合には(ステップS125)、CPUは目標制動力の設定を増加する(ステップS130)。Can-Decelスイッチがオンになっていると判定される場合には(ステップS135)、CPUは目標制動力の設定を低減する(ステップS140)。本実施例では、それぞれのスイッチの操作回数に応じて目標制動力の設定を段階的に変更している。いずれのスイッチも操作されていない場合には、当然ながら目標制動力の設定は変更されない。

【0114】上記処理(ステップS120～S140)によって、目標制動力の設定がなされると、CPUは設定された減速度がリジェクト範囲にあるか否かを判定する(ステップS145)。本実施例では、スノーモードスイッチ(図8参照)のオン・オフに応じて減速度の上限値を変更している。スノーモードスイッチは、雪道のように低摩擦係数の路面を走行しているときに運転者が

操作するスイッチである。低摩擦係数の路面を走行中に急激な制動を行えば、車両がスリップする可能性がある。運転者がスノーモードスイッチをオンにすると、減速度の上限値は車両のスリップを回避できる程度に抑制される。

【0115】設定された減速度が上述の上限値を超える場合には、リジェクト範囲にあるものと判定される。減速度がリジェクト範囲にあると判定された場合、CPUは設定された設定された減速度を許容される上限値に抑制する(ステップS150)。また、目標制動力の設定が抑制されたことを運転者に報知するための処理を行う(ステップS155)。本実施例では、減速度インジケータ224を1秒程度の間、点滅させるものとしている。また、これに併せて警報音を発するものとしている。これらの報知は、図8に示した警報音、設定減速度インジケータの制御信号にそれぞれ適切な信号を出力することで実現される。ステップS145において、設定された減速度がリジェクト範囲にないと判定された場合には、これらの処理をスキップする。以上の処理により、減速度が設定されると、CPUは結果を減速度インジケータ224に表示して(ステップS160)、減速度設定処理ルーチンを終了する。

【0116】上記処理(ステップS120～S140)によって、目標制動力の設定が変更される様子を図18～図21の具体例に基づいて説明する。図18は、第1の設定例を示すタイムチャートである。横軸に時間を取り、DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの操作の有無、目標目標制動力の設定値の変化、設定された減速度を実現するためのモータ20のトルクおよび変速段の変化の様子をそれぞれ図示した。なお、図18は車速が一定であるものとして図示した。

【0117】時刻a1において、Decelスイッチがオンにされたものとする。図17のフローチャートでは明記しなかったが、本実施例では、所定時間以上連続でオンとなった場合にのみ設定の変更を受け付けるものとしている。つまり、CPUは、減速度設定処理ルーチン(図17)のステップS105において、スイッチが所定時間以上連続でオンとなっているか否かの判断を踏まえて、スイッチの操作結果を入力しているのである。一般にスイッチにはチャタリングと呼ばれる現象によって、オン・オフの切り替え時に非常に短い周期でオン・オフの信号が交互に検出されるのが通常である。所定時間経過時に設定の変更を行うものとするれば、チャタリングによって運転者の意図に反して減速度が大きく変更することを回避できる。

【0118】また、所定時間操作されて初めてスイッチの入力を受け付けることによって、運転者が意図せずスイッチに触れただけで目標制動力の設定が変化することを回避できる。特に、本実施例では、ステアリング部にDecelスイッチおよびCan-Decelスイッチ

を設けているため、運転者が偶然にスイッチに触れる可能性が高い。従って、偶発的な操作による目標制動力の設定の変更を回避する手段は特に有効性が高い。

【0119】上述の所定時間（以下、オン判定基準時間と呼ぶ）は、このように運転者がスイッチを意図的に操作したか否かを判断する基準として設定することができる。オン判定基準時間が短ければ、運転者の偶発的な操作で目標制動力の設定が変更される可能性が高くなる。逆に、オン判定基準時間が長ければ、DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの応答性が悪くなる。オン判定基準時間は、これらの条件を考慮した上で、適切な値を実験等によって設定することができる。もちろん、運転者が自己に適した値に設定可能としてもよい。

【0120】図18の例では、時刻a1～a2までの時間は、上述したオン判定基準時間を超えている。従って、時刻a2で設定された減速度が一段階大きくなる。図11で説明した通り、本実施例では変速段とモータのトルクの双方を組み合わせて制御することにより、幅広い範囲で任意の減速度を実現することができる。図11から明らかな通り、減速度の範囲は、変速段を切り替えることで大きく変動し、モータのトルクを制御することで細かく変更することができる。本実施例では、設定された減速度は、比較的細かな範囲で段階的に変更される。図18の時刻a2の時点で変更されたステップは、図示する通り、変速段の変更を伴わず、モータのトルクを変更することによって変更可能な範囲のステップである。なお、変速段は、第5速（5th）が初期値となる場合を例にとって説明した。

【0121】次に、時刻a3～a4の間、オン判定基準時間を超えてDecelスイッチがオンになると、図示する通り、設定された減速度は更に一段階増大する。本実施例では、図示する通り、減速度の2度目の変更も変速段の切り替えを伴うことなく、モータのトルクの変更で実現される。このように、本実施例では、減速度のステップが細かな刻みに設定されている。こうすることにより、変速段の切り替えを伴わずに、目標制動力の設定を変更できる選択範囲が広がるため、運転者は自己の要求に適合した減速度を容易に設定することができる。従って、図18に示す通り、モータのトルクは、時刻a4の時点で変化するが、変速段は第5速（5th）のまま維持される。

【0122】本実施例では、スイッチの操作を受け付けるための条件として、オン判定基準時間の他、スイッチを連続的に操作した場合の間隔に関する操作間隔基準時間が設定されている。つまり、スイッチが連続的に操作された場合、最初の操作の後、上述の操作間隔基準時間以上経過してから後の操作がなされた場合にのみ、後の操作は有効なものとして受け付けられる。CPUは、減速度設定処理ルーチン（図17）のステップS105に

おいて、前回の操作から操作間隔基準時間以上経過しているか否かの判定を行った上で、スイッチの操作を入力しているのである。

【0123】例えば、図18において、時刻a5～a6の間で3回目の操作として、Decelスイッチが操作されている。操作時間は、オン判定基準時間を超えている。しかし、ここでの操作は前回の操作の後、時刻a4～a5に相当するわずかの時間しか経過していない。本実施例では、この時間は、操作間隔基準時間よりも短い。従って、オン判定基準時間を超える時間操作されているにも関わらず、3回目の操作は有効な操作として受け付けられず、目標制動力の設定、モータのトルク、変速段のいずれも変化しない。

【0124】このように操作間隔基準時間を設けることによって、運転者の操作に基づき過度に急激に目標制動力の設定が変更されるのを回避することができる。運転者が減速度を変更した場合、実際に該減速度での減速が行われるまでには、所定の時間遅れが生じるのが通常である。ところが、操作間隔基準時間を設けることなく、目標制動力の設定の変更を受け付けた場合、該設定によって実現される減速度を確認することなく、目標制動力の設定を次々に変更する可能性がある。この結果、運転者の意図以上に急激に減速度が変更される可能性もある。本実施例では、操作間隔基準時間を設けることにより、かかる事態を回避しているのである。

【0125】操作間隔基準時間は、かかる意図を満たすよう、実験等によって設定することができる。操作間隔基準時間が短ければ、目標制動力の設定の変化を十分緩やかにすることができない。逆に、操作間隔基準時間が長ければ、目標制動力の設定の変化に長時間を要することになり、操作性が低下する。操作間隔基準時間は、これらの条件を考慮して、適切な値を実験等により設定することができる。もちろん、運転者が自己に適した値に設定可能としてもよい。

【0126】図18の例では、4回目の操作として時刻a7～a8の間でDecelスイッチが操作されている。この操作時間は、オン判定基準時間を超えている。従って、4回目の操作に応じて設定された減速度は更に増す。Decelスイッチを操作する前の基準の減速度から3段階増したことになる。本実施例では、モータのトルクを制御するのみではかかる減速度は実現できない設定となっている。従って、4回目の操作時には、設定された減速度の増加に応じて、変速段が第5速（5th）から第4速（4th）に変更される。変速段の切り替えは、既に説明した通り図11のマップに基づいてなされる。変速段を第4速に切り替えることによって、実現可能な減速度の範囲が全体的に大きくなる。従って、4回目の操作では、基準の減速度から3段階増した減速度を実現するために、モータのトルクを減じている。モータのトルクは、図11のマップに従って、設定された

設定された減速度および変速段に基づき設定される。

【0127】なお、減速度の増加に応じて変速段を切り替えることは、要求された減速度を実現する目的の他、速やかな加速を実現するという利点も有している。一般に大きな減速度で制動を行った後は、制動前の車速に戻すために速やかな加速が要求されることが多い。減速度の増加とともに変速比が大きい側に変速段を切り替えておけば、制動後にその変速段を用いて速やかな加速を行うことができる。従って、設定された減速度に応じて変速段を切り替えることによって加減速時の車両の応答性を向上することができる。

【0128】以上では、減速度を増す側の操作について説明したが、減速度を低減する側の操作についても同様である。図18に示す通り、時刻a9～a10では、5回目の操作としてCan-Decelスイッチが操作されている。操作時間は、オン判定基準時間を超えている。従って、この操作に応じて設定された減速度は一段階低くなり、時刻a4で設定された減速度に等しくなる。また、この減速度を実現するために、変速段およびモータのトルクも同時に変更される。

【0129】次に、時刻a11～a12において、6回目の操作としてCan-Decelスイッチが操作されている。この操作時間は、オン判定基準時間よりも短い。従って、この操作は無効と判定され、設定された減速度、モータのトルク、変速段のいずれも変化しない。図18では例示していないが、Can-Decelスイッチの操作間隔が操作間隔基準時間よりも短い場合も同様に、その操作は無効と判定され、設定された減速度等は変化しない。

【0130】次に、設定された減速度の第2の設定例について説明する。図19は、第2の設定例を示すタイムチャートである。図示する通り、時刻b1～b2の間でDecelスイッチが操作されたものとする。操作時間は、先に説明したオン判定基準時間を超えているものとする。第1の設定例で説明した通り、かかる操作に応じて設定された減速度は一段階増加する。また、かかる減速度を実現するようにモータのトルクも増加する。

【0131】次に、時刻b3～b6の間で2回目の操作としてDecelスイッチが操作されたものとする。先に説明したオン判定基準時間を超えているものとする。但し、この場合には、Decelスイッチの操作と併せて、時刻b4～b6の間でCan-Decelスイッチも操作されている。Decelスイッチの操作が開始された時刻b3からCan-Decelスイッチの操作が開始される時刻b4までの時間は、オン判定基準時間よりも短いものとする。従って、Can-Decelスイッチの操作が開始された時刻b4の時点では、Decelスイッチの操作は有効なものとして受け付けられてはいない。

【0132】先に減速度設定処理ルーチンで説明した通

り、制御ユニット70のCPUはDecelスイッチとCan-Decelスイッチとが同時に操作された場合には、目標制動力の設定を変更しない(図17のステップS120参照)。従って、図19に示す通り、時刻b3～b5の間でオン判定基準時間を超えてDecelスイッチが操作されているにも関わらず、設定された減速度、モータのトルク、変速段のいずれも変化しない。なお、図19では、Decelスイッチのみが操作されている時間(時刻b3～b4の間)、およびCan-Decelスイッチのみが操作されている時間(時刻b5～b6の間)のいずれもがオン判定基準時間を超えていないからである。例えば、時刻b3～b4の間がオン判定基準時間を超えている場合には、Decelスイッチの操作によって設定された減速度が一段階増大する。時刻b5～b6の間がオン判定基準時間を超えている場合には、Can-Decelスイッチの操作によって設定された減速度が一段階低減する。

【0133】次に、操作間隔基準時間以上の間隔を経た後に、3回目の操作として時刻b7～b8の間でオン判定基準時間を超えてDecelスイッチが操作されると、スイッチの操作が有効なものとして受け付けられ、目標目標制動力の設定が一段階増加する。これに併せてモータのトルクも増す。

【0134】2回目の操作では、Decelスイッチの操作が開始された後に、Can-Decelスイッチの操作が行われた場合について説明した。両スイッチが同時に操作された場合に目標制動力の設定が変化しないのは、Can-Decelスイッチが先に操作された場合も同様である。図19に示す通り、時刻b9～b11の間で4回目の操作としてCan-Decelスイッチが操作されている。この操作と併せて時刻b10～b12の間でDecelスイッチが操作されている。時刻b10～b11の間では、双方のスイッチが同時に操作されていることになる。かかる場合にも、2回目の操作で説明したのと同様、設定された減速度、モータのトルクおよび変速段のいずれも変化しない。

【0135】DecelスイッチとCan-Decelスイッチとが同時に操作されている場合には、運転者の誤操作である可能性が高い。図19に具体的に示した通り、双方のスイッチが同時に操作された場合には、目標制動力の設定を維持するため、誤操作によって運転者の意図に反して減速度が変更されるのを回避することができる。また、こうすることにより、DecelスイッチとCan-Decelスイッチの操作タイミングによって、頻繁に目標目標制動力の設定が変動することを抑制することもできる。

【0136】第1および第2の設定例(図18および図19)では、設定された減速度がDecelスイッチおよびCan-Decelスイッチの操作回数に応じて段階的に変化する場合を示した。かかる態様で目標制動力

を設定するものとすれば、節度感のある設定が可能となる。また、目標制動力が段階的に変化するため、比較的短時間の操作で幅広く目標制動力を変更することができ、操作性に優れるという利点もある。これに対し、目標目標制動力の設定がスイッチの操作時間に応じて連続的に変化するように構成してもよい。操作時間に応じて目標制動力の設定が変更する場合の例を、第3の設定例として図20に示す。

【0137】この例では、1回目の操作として、時刻c1～c3の間でDecelスイッチが操作されている。第1および第2の設定例と同じく、スイッチの操作はオン判定基準時間を経過した時点で有効なものとして受け付けられる。図20の例では、時刻c1～c2の間隔がオン判定基準時間に相当する。1回目の操作では時刻c2～c3の間でDecelスイッチの操作時間に比例して設定された減速度が増大する。また、かかる設定された減速度を実現するため、モータのトルクも同時に変化する。

【0138】2回目の操作として、時刻c4～c6の間でDecelスイッチが操作されると、操作の開始からオン判定基準時間だけ経過した時刻c5以降、Decelスイッチの操作時間に応じて設定された減速度が増大する。また、これに併せてモータのトルクも変化する。なお、第3の設定例では、1回目および2回目の操作による設定された減速度はモータのトルクを変化させることで実現可能であるため、変速段は変化していない。設定された減速度がモータのトルクの変化のみでは実現できない程度に変化した場合には、図11のマップに基づき、変速段が切り替えられる。

【0139】その後、3回目の操作として、時刻c7～c8の間でDecelスイッチが操作されている。但し、2回目の操作が終了した時刻c6から3回目の操作が開始される時刻c7までの間隔は、操作間隔基準時間よりも短い。従って、第1および第2の設定例と同様、3回目の操作は有効なものとして受け付けられず、設定された減速度は変化しない。

【0140】4回目の操作として、時刻c9～c10の間でDecelスイッチが操作されている。この操作時間は、オン判定基準時間よりも短い。従って、4回目の操作は有効なものとして受け付けられず、設定された減速度は変化しない。

【0141】第3の設定例では、設定された減速度を増大する側のみならず、低減する側もCan-Decelスイッチの操作時間に応じて設定が変化する。時刻c11～c13の間で5回目の操作としてCan-Decelスイッチが操作されると、オン判定基準時間を経過した時刻c12以降で、スイッチの操作時間に比例して設定された減速度が低減する。

【0142】その後、6回目の操作として時刻c14～c15の間でCan-Decelスイッチが操作されて

いる。この操作時間は、オン判定基準時間よりも短い。従って、6回目の操作は有効なものとして受け付けられず、設定された減速度は変化しない。

【0143】第3の設定例のように、スイッチの操作時間に応じて連続的に設定された減速度が変化するものとすれば、スイッチを何度も操作することなく運転者が所望の減速度を得ることができる利点がある。また、目標制動力が連続的に変化するため、運転者の意図に応じて目標制動力を緻密に設定可能となる利点もある。なお、第3の設定例では、スイッチの操作時間に比例して設定された減速度が変化するものとしているが、操作時間に対して非線形に設定された減速度が変化するものとしてもよい。例えば、操作開始当初は比較的緩やかに設定された減速度が変化し、操作時間が長くなるにつれて速やかに設定された減速度が変化するようにしてもよい。

【0144】次に、第4の設定例として設定された減速度がリジェクト範囲に入る場合の例を図21に示す。第4の設定例では、1回目の操作として、時刻d1～d3までの間にDecelスイッチが操作されている。操作開始からオン判定基準時間が経過した時刻d2において、Decelスイッチの操作は有効なものとして受け付けられ、設定された減速度は一段階増加する。これに併せてモータのトルクも増加する。

【0145】2回目の操作として、時刻d4～d6の間にDecelスイッチが操作された場合も同様に、オン判定基準時間を経過した時刻d5において、Decelスイッチの操作は有効なものとして受け付けられ、設定された減速度は一段階増加する。これに併せてモータのトルクも増加する。

【0146】3回目の操作として、時刻d7～d9までの間にDecelスイッチが操作された場合も同様に、オン判定基準時間を経過した時刻d8において、Decelスイッチの操作は有効なものとして受け付けられ、設定された減速度は増加する。設定された減速度の上限値が制限されていない場合には、図21中に一点鎖線で示す通り、設定された減速度が一段階増加する。この場合、第1の設定例(図18)と同様、モータのトルクおよび変速段も変化する。

【0147】第4の設定例では、減速度の上限値がDClimに制限されているものとする。3回目の操作で設定された減速度を一点鎖線で示す値に変更すると、設定された減速度はこの上限値DClimを超えることになる。かかる場合には、設定された減速度がリジェクト範囲にあることになるから、先に説明したとおり(図17のステップS150参照)、設定された減速度は上限値DClimに抑制され、図21中に実線で示した値となる。また、これに併せてモータのトルクおよび変速段もそれぞれ実線で示した設定値となる。図21では、抑制前に比べてモータのトルクが増し、変速段が第5速(5th)を維持する設定となっているが、これらは減速度

DC Limを実現するように図11のマップに従って設定された結果である。必ずしも変速段およびモータのトルクが抑制前とかかる関係にあるとは限らない。

【0148】以上の具体例で示した通り、本実施例のハイブリッド車両は、DecelスイッチおよびCan-Decelスイッチを操作することにより、運転者が種々の設定された減速度を設定することができる。また、誤操作や頻繁な操作などによって、運転者が意図せず、減速度が変更されることを抑制することができる。

【0149】減速度設定処理が終了すると、CPUは減速制御処理ルーチン(図15)に戻り、オートクルーズ設定処理を実行する(ステップS170)。図22は、オートクルーズ設定処理のフローチャートである。この処理が開始されると、CPUはオートクルーズの設定が許可されているか否かの判定を行う(ステップS172)。この判定は、オートクルーズフラグのオン・オフによって行われる。該フラグが値1であれば設定が許可されていると判定され、該フラグが値0であれば設定が禁止されていると判定される。設定が禁止されていると判定された場合には、CPUは何ら処理を行うことなくオートクルーズ設定処理ルーチンを終了する。

【0150】設定が許可されていると判定された場合には、CPUは車速および車間に基づいて目標加速度を設定する処理を実行する。このために、まず車速および車間を検出する(ステップS174)。これらはそれぞれ

$$AC = k_1 \cdot \Delta V + k_2 \cdot \Sigma(\Delta V) + k_3 \cdot d(\Delta V) / dt;$$

$$\Delta V = V^* - v;$$

但し、 $d(\Delta V) / dt$ は ΔV の時間微分を意味する。

【0153】上式(7)に示した通り、目標加速度ACは、速度の偏差 ΔV の比例項(右辺第1項)、積分項(第2項)、微分項(第3項)から求められる。 k_1 、 k_2 、 k_3 はそれぞれゲインであり、実験または解析により所望の応答性および安定性が実現されるように適切な値を設定することができる。PID制御は周知の技術であるため、これ以上の詳細な説明は省略する。

【0154】かかる演算の結果、車速Vが目標の車速 V^* よりも高い場合には、目標加速度ACで制動が行われることになる。逆に、車速Vが目標の車速 V^* よりも低い場合には、所定の加速度で加速が行われることになる。両者は共に上式(7)によって求められる。前者の場合には、目標加速度ACは負の値となり、後者の場合には、目標加速度ACは正の値となる。以上の処理によって、車間および車速に応じてそれぞれ目標の加速度を設定すると、CPUはオートクルーズ設定処理ルーチンを終了して、減速制御処理ルーチン(図15)に戻る。

【0155】減速制御処理ルーチンでは、次に、CPUは制動を行うための条件が成立しているか否かを判定する(ステップS200)。制動を行うための条件は、機能判定処理(ステップS10)の結果、および設定された加速度の値に基づいて以下の通りなされる。まず、オ

車速センサ171および車間センサ170により検出される。

【0151】次に、CPUは車間が所定の基準値LLよりも小さいか否かを判定する(ステップS176)。車間が基準値LLよりも小さい場合には、車間が接近しすぎることに伴う危険を回避するために、車両を減速する必要がある。従って、かかる場合には、CPUは、車間距離に応じた減速度を目標減速度として設定する(ステップS178)。本実施例では、それぞれの車速において車間距離に応じて目標減速度を予め設定したテーブルを制御ユニット内のROMに記憶している。ステップS178では、このテーブルを参照することにより、目標減速度を設定している。基準値LLは、このように車間が接近しすぎることを回避するための減速を行うか否かの基準となる値であり、実験又は解析により予め適切な値を設定することができる。基準値LLは、車速に応じて異なる値としてもよい。

【0152】ステップS176において、車間が基準値LL以上であると判定された場合には、CPUはオートクルーズの機能として、目標の車速 V^* を維持するための制御を実行する。本実施例では、現在の車速Vと目標の車速 V^* との偏差 ΔV に基づき、いわゆるPID制御によって目標加速度ACを設定する(ステップS180)。即ち、目標加速度ACは、次式(7)によって設定される。

$$\dots (7)$$

オートクルーズが有効な機能として選択されている場合、つまりオートクルーズフラグが値1となっている場合について説明する。この場合は、アクセルペダルの踏み込み量に関わらずオートクルーズ設定処理(ステップS170)で設定された加速度が負の値、即ち車両を減速すべき値となっている場合に制動を行うための条件が満たされていると判断される。

【0156】次に、オートクルーズが有効な機能として選択されていない場合、即ち、オートクルーズフラグが値0となっている場合について説明する。かかる場合としては、Eポジションが有効なものとして選択されている場合、およびオートクルーズがオフとなっている場合の双方が該当する。かかる場合には、アクセルペダルがオフとなっているときに制動を行うための条件が成立しているものと判断される。ステップS200において、制動を行うための条件が成立していないものと判断された場合には、CPUは以下何ら処理を行うことなく減速制御処理ルーチンを終了する。

【0157】制動を行うための条件が成立している場合には、CPUは、減速度制御制動が許可されている状態か否かを判定する(ステップS205)。先に減速度設定処理ルーチン(図17)において説明した通り、スイッチが故障している場合には、減速度制御制動を禁止す

るための禁止フラグがオンになっている(図17のステップS180)。このフラグがオンになっている場合には、減速度制御制動が許可されない状態と判定される。その他、オートクルーズがオフとなっており、かつシフトレバーがEポジションにない場合にも減速度制御制動が許可されない状態と判定される。

【0158】ステップS205において、減速度制御制動が許可されない状態であると判定された場合には、CPUは通常制動処理として、モータ20の目標トルクを所定の負の値 T_{m0} に設定する(ステップS210)。所定値 T_{m0} は、モータ20の定格の範囲内でいかなる値にも設定可能である。本実施例では、Dポジションにおいて、動力源ブレーキにより過不足ない制動力が得られる程度の値に設定してある。

【0159】一方、ステップS205において、減速度制御制動が許可される状態であると判定された場合には、CPUは減速度制御制動処理を実行する。具体的には、まず変速段の切り替え処理を行う(ステップS215)。

【0160】図23は、変速段切り替え処理のフローチャートである。変速段切り替え処理では、CPUはまず図11に示したマップを参照する(ステップS220)。次に、CPUは、設定された減速度に応じて該マップを参照し、設定された減速度を実現可能な変速段が2つ以上存在するか否かを判定する(ステップS226)。設定された減速度を実現する変速段が1つだけしか存在しない場合には、変速段の設定をマップから求められる変速段に決定する(ステップS228)。

【0161】設定された減速度を実現する変速段が2つあると判定された場合には、バッテリー50の残容量SOCを参照し、SOCが所定の値 H_L 以上であるか否かを判定する(ステップS230)。先に図13で説明した通り、各変速段において、モータ20を回生運転することによって実現される減速度と、モータ20を力行運転することによって実現される減速度とがある。設定された減速度に対して2つの変速段が対応している場合、一方の変速段ではモータ20の回生運転により設定された減速度が実現され、他方の変速段ではモータ20の力行運転により設定された減速度が実現される。従って、設定された減速度に対して2つの変速段が対応する場合には、バッテリー50の残容量SOCに応じて、適した変速段を選択することができる。

【0162】残容量SOCが所定値 H 以上である場合には、バッテリー50の過充電を回避するため、電力を消費することが望ましい。従って、CPUはモータ20を力行運転して設定された減速度を実現する側の変速段、即ち2つの変速段のうち変速比が大きい側の変速段を選択する(ステップS232)。残容量SOCが所定値 H よりも小さい場合には、バッテリー50を充電することが望ましい。従って、CPUはモータ20を回生運転して設

定された減速度を実現する側の変速段、即ち2つの変速段のうち変速比が小さい側の変速段を選択する(ステップS234)。もちろん、2つの変速段の選択が残容量SOCに応じて頻繁に切り替わるのを防止するため、ステップS230の判定には所定のヒステリシスを設けることが好ましい。

【0163】以上の処理によって、使用すべき変速段が設定されると、CPUは変速段の切り替えを行う(ステップS236)。変速段の切り替えは、変速機制御信号(図8参照)に所定の信号を出力し、図3で示した通り設定された変速段に応じて変速機100のクラッチ、ブレーキのオン・オフを制御することで実現される。

【0164】こうして変速段の切り替えが完了すると、CPUは減速制御処理ルーチンに戻り、モータ20が出力すべきトルクの目標値を演算する(ステップS250)。変速段に応じて、先に式(2)~(6)で示した変速比 $k_1 \sim k_5$ を用いれば、設定された減速度、即ち車軸17に出力されるトルクに基づいて、エンジン10とモータ20の動力源から出力すべき総トルクを算出することができる。エンジン10から出力される制動力、いわゆるエンジンブレーキは、クランクシャフト12の回転数に応じてほぼ一義的に決まる。従って、動力源から出力する総トルクからエンジンブレーキによるトルクを減ずることによりモータ20で出力すべきトルクを求めることができる。

【0165】本実施例では、このように演算によりモータ20の目標トルクを求めるものとしているが、図11のマップと併せて、モータ20の目標トルクを与えるマップを用意するものとしても構わない。また、車両の減速度を加速度センサで検出し、設定された減速度が実現されるようにモータ20のトルクをフィードバック制御するものとしてもよい。なお、図15のフローチャートでは、図示の都合上、変速段の切り替え処理が終了してからモータトルクを演算するものとしているが、切り替え処理と並行して演算するものとしても構わないことは当然である。

【0166】以上の処理により、通常制動処理、Eポジション制動処理のそれぞれに応じてモータの目標トルクが設定された。CPUは、制動制御処理(ステップS250)として、モータ20の運転およびエンジン10の運転の制御を実行する。エンジン10の制御は、エンジンブレーキをかけるための制御として、CPUはエンジン10への燃料の噴射をアイドル運転相当とする。エンジン10に装備されているVVT機構の制御も同時に行うことも可能ではあるが、本実施例では動力源ブレーキの制動力はモータ20のトルクで制御可能であるため、VVT機構の制御は行っていない。

【0167】モータ20は、いわゆるPWM制御により運転される。CPUはステータ24のコイルに印可すべき電圧値を設定する。かかる電圧値は予め設定されたテ

ープルに基づいて、モータ20の回転数および目標トルクに応じて与えられる。モータ20が回生運転する場合には電圧値は負の値として設定され、力行運転する場合には電圧値は正の値として設定される。CPUは、かかる電圧がコイルに印可されるように駆動回路40の各トランジスタのオン・オフを制御する。PWM制御は周知の技術であるため、これ以上の詳細な説明は省略する。

【0168】以上で説明した減速制御処理ルーチンを繰り返し実行することにより、本実施例のハイブリッド車両は、動力源ブレーキによる制動を行うことができる。もちろん、かかる制動に併せてホイールブレーキによる制動を行うことも可能であることはいふまでもない。

【0169】本実施例のハイブリッド車両による減速度の変化の様子を図24に示す。図24は、オートクルーズスイッチ、シフトポジション、Decelスイッチの操作によって目標減速度が変更する様子を示す説明図である。図示する通り、当初Eポジションが選択されていたものとする。また、オートクルーズスイッチはオフであったものとする。

【0170】かかる状態においては、先に図18～図20で示した通り、運転者がDecelスイッチを操作することにより目標減速度を段階的に変更することができる。即ち、Decelスイッチについて1回目の操作st1が行われた時刻e1において目標減速度は基準値から一段階高い値DC1に変更される。2回目の操作st2が行われると時刻e2において目標減速度はさらに一段階高い値DC2に変更される。

【0171】ここで、時刻e3においてオートクルーズスイッチがオンになったものとする。シフトポジションはEポジションのままである。機能判定処理ルーチン(図16)で示した通り、オートクルーズスイッチがオンになると、Eポジションが選択されていても、その設定は解除され、目標減速度はオートクルーズの機能により設定される。この結果、図24中に示す通り、減速度は車間および車速に応じて定まる値DAに設定される。この状態では、Eポジションでの機能が全て禁止されているから、Decelスイッチについて3回目の操作st3が実行されても目標減速度の設定は変更されない。なお、ここではオートクルーズによる減速度を値DAの一定値として示したが、現実には減速度は、車速および車間に応じて時々刻々変動する。

【0172】次に、時刻e4においてシフトポジションが一旦Dポジションに戻された後、再びEポジションが選択されると、オートクルーズスイッチがオンになってもその機能が禁止され、Eポジションでの機能が有効なものとして選択される。Decelスイッチについての操作st1、st2による減速度の設定は解除されている。従って、時刻e4では、目標減速度は、Eポジションにおける基準の減速度となる。この状態で運転者がDecelスイッチについて5回目の操作st5を行

うと、1回目の操作st1の場合と同様、目標減速度は基準の減速度よりも一段階高い値DC1に設定される。

【0173】なお、本実施例では、一旦Dポジションに戻した後、再びEポジションを選択することにより、Eポジションでの機能が有効になるものとしているが、Decelスイッチが操作されることによりEポジションでの機能が有効になるものとしてもよい。かかる場合には、オートクルーズ機能が有効になった後、Decelスイッチについての3回目の操作st3が行われた時点で目標減速度の設定が変更されることになる。

【0174】本実施例では、このようにEポジションとオートクルーズの2つのシステムのうち、運転者が最後に操作したシステムが有効なものとして選択される。このように車両の走行状態に関与する2つのシステムが存在する場合、運転者は最後に操作したシステムが有効に機能することを要求している可能性が高い。本実施例のハイブリッド車両では、最後に操作されたシステムを有効なものとして選択することにより、運転者にとってほとんど違和感のない走行を実現することができ、車両の操作性およびドライブフィーリングを向上することができる。

【0175】また、本実施例のハイブリッド車両では、Eポジションとオートクルーズの2つのシステムについて、一方を選択する際に他方をキャンセルする必要がない。従って、運転者の操作の負担少なく、快適な走行を実現することができる。

【0176】本実施例では、エンジン10とモータ20とを直結し、変速機100を介して車軸17と結合する構成からなるパラレルハイブリッド車両を示した。本発明は、他にも種々の構成からなるパラレルハイブリッド車両、即ちエンジンからの出力を車軸に直接伝達可能なハイブリッド車両に適用可能である。また、エンジンからの動力は発電にのみ使用され駆動軸には直接伝達されないシリーズハイブリッド車両に適用することも可能である。

【0177】図25は、かかるシリーズハイブリッド車両の構成を示す説明図である。図示する通り、このハイブリッド車両には動力源としてのモータ20Aがトルクコンバータ30Aおよび変速機100Aを介して車軸17Aに結合されている。エンジン10Aと発電機Gとが結合されている。エンジン10Aは車軸17Aと結合してはいない。モータ20Aは、駆動回路40Aを介してバッテリー50Aと接続されている。発電機Gは駆動回路41を介してバッテリー50Aと接続されている。駆動回路40A、41は本実施例と同様のトランジスタインバータである。これらの運転は、制御ユニット70Aにより制御される。

【0178】かかる構成を有するシリーズハイブリッド車両では、エンジン10Aから出力された動力は発電機Gにより電力に変換される。この電力はバッテリー50A

に蓄電されるとともに、モータ20Aの駆動に用いられる。車両は、モータ20Aの動力で走行することができる。また、モータ20Aから制動力として負のトルクを出力すれば、動力源ブレーキをかけることもできる。このハイブリッド車両も、変速機100Aを備えているから、モータ20Aのトルクと変速段とを組み合わせることで制御することによって、本実施例のハイブリッド車両と同様、幅広い範囲で運転者が設定した制動力を実現することができる。

【0179】本実施例のハイブリッド車両では、車軸17に出力すべき総トルクからエンジブレーキによる制動トルクを引いてモータ20の目標トルクを設定した。これに対し、変形例のハイブリッド車両では、エンジンブレーキによる制動力が値0となるから、車軸17Aに出力すべき制動トルクをモータ20Aの目標トルクとすればよい。

【0180】また、本発明は、電動機のみを動力源とする、純粋な電気自動車にも適用可能である。かかる電気自動車の構成は、図25のシリーズハイブリッド車両からエンジン10A、発電機Gおよび駆動回路41を除去した構成に相当する。純粋な電気自動車であっても、車軸に結合されたモータ20Aのトルクと変速段とを制御することによって、シリーズハイブリッド車両および本実施例のハイブリッド車両と同様、幅広い範囲で運転者が設定した制動力を実現することができる。

【0181】上述の実施例では、段階的に変速比を変更可能な変速機を適用した場合を説明した。これに対し、連続的に変速比を変更可能な変速機を適用するものとしても構わない。

【0182】以上、本発明の実施の形態について説明したが、本発明はこうした実施の形態に何等限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、更に種々なる形態で実施し得ることは勿論である。本実施例で説明した種々の制御処理は、ハードウェアにより実現するものとしても構わない。また、本実施例で説明した種々の制御処理のうち、一部のみを実施するものとしても構わない。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施例としてのハイブリッド車両の概略構成図である。

【図2】変速機100の内部構造を示す説明図である。

【図3】クラッチ、ブレーキ、およびワンウェイクラッチの係合状態と変速段との関係を示す説明図である。

【図4】本実施例のハイブリッド車両におけるシフトポジションの操作部160を示す説明図である。

【図5】ステアリングに設けられた操作部を示す説明図である。

【図6】変形例の操作部160Aを示す説明図である。

【図7】本実施例におけるハイブリッド車両の計器板を示す説明図である。

【図8】制御ユニット70に対する入出力信号の結線を示す説明図である。

【図9】車両の走行状態と動力源との関係を示す説明図である。

【図10】変速機100の変速段と車両の走行状態との関係を示す説明図である。

【図11】本実施例のハイブリッド車両について、車速および減速度と、変速段との組み合わせのマップを示す説明図である。

【図12】車速Vsにおける制動力と変速段との関係を示した説明図である。

【図13】変速段を一定とした場合の減速度を示す説明図である。

【図14】モータ20を回生運転する場合の制動トルクと、モータ20を力行運転する場合の制動トルクとの関係を模式的に示した説明図である。

【図15】減速制御処理ルーチンのフローチャートである。

【図16】機能判定処理ルーチンのフローチャートである。

【図17】減速度設定処理ルーチンのフローチャートである。

【図18】減速度の第1の設定例を示すタイムチャートである。

【図19】減速度の第2の設定例を示すタイムチャートである。

【図20】減速度の第3の設定例を示すタイムチャートである。

【図21】減速度の第4の設定例を示すタイムチャートである。

【図22】オートクルーズ設定処理ルーチンのフローチャートである。

【図23】変速段切り替え処理ルーチンのフローチャートである。

【図24】オートクルーズスイッチ、シフトポジション、Decelスイッチの操作によって目標減速度が変更する様子を示す説明図である。

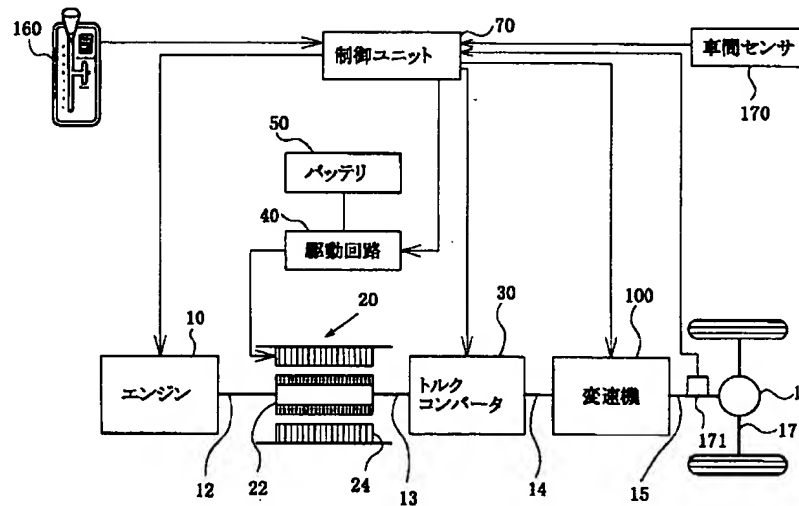
【図25】シリーズハイブリッド車両の構成を示す説明図である。

【符号の説明】

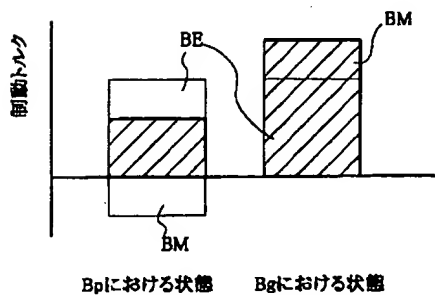
10、10A…エンジン
12…クラックシャフト
13、14、15…出力軸
16…ディファレンシャルギヤ
17、17A…車軸
20、20A…モータ
22…ロータ
24…ステータ
30、30A…トルクコンバータ
40、40A、41…駆動回路

- | | |
|-----------------|--------------------------|
| 50、50A…バッテリー | 146…リングギヤ |
| 70、70A…制御ユニット | 150…第4のプラネタリギヤ |
| 100、100A…変速機 | 152…サンギヤ |
| 110…副変速部 | 154…プラネタリキャリア |
| 112…第1のプラネタリギヤ | 156…リングギヤ |
| 114…サンギヤ | 160、160A…操作部 |
| 115…プラネタリピニオンギヤ | 162…シフトレバー |
| 116…プラネタリキャリア | 163…スノーモードスイッチ |
| 118…リングギヤ | 164…ステアリング |
| 119…出力軸 | 166L、166R、168L、168R…スイッチ |
| 120…主変速部 | 169…オートクルーズスイッチ |
| 122…回転軸 | 170…車間センサ |
| 130…プラネタリギヤ | 171…車速センサ |
| 130…第2のプラネタリギヤ | 202…燃料計 |
| 132…サンギヤ | 204…速度計 |
| 134…プラネタリキャリア | 206…エンジン回転計 |
| 136…リングギヤ | 208…エンジン水温計 |
| 140…第3のプラネタリギヤ | 210L、210R…方向指示器インジケータ |
| 142…サンギヤ | 220…シフトポジションインジケータ |
| 144…プラネタリキャリア | 224…減速度インジケータ |

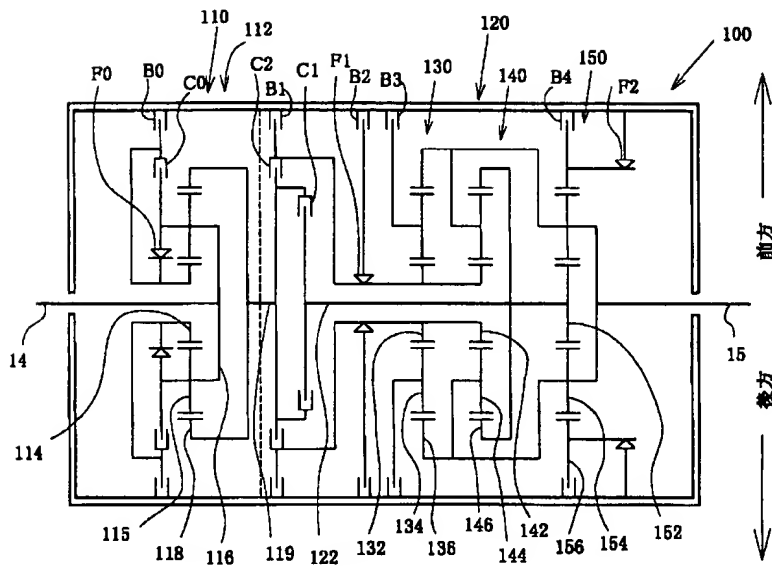
【図1】



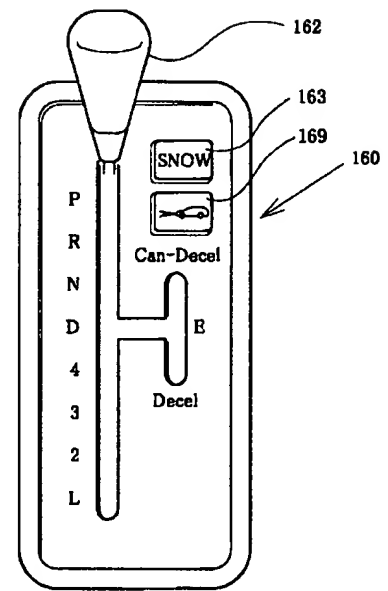
【図14】



【図2】



【図4】

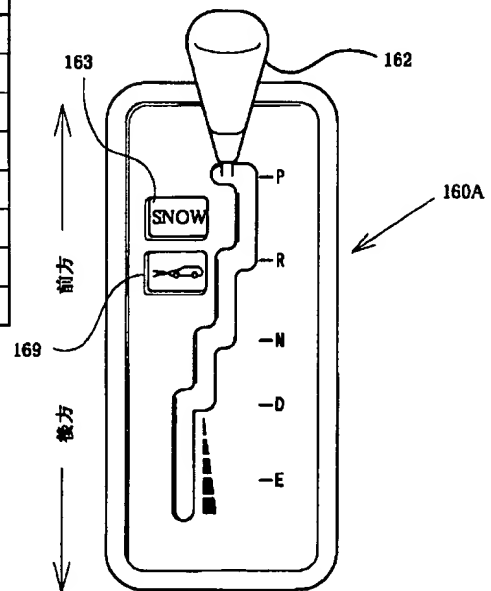


【図3】

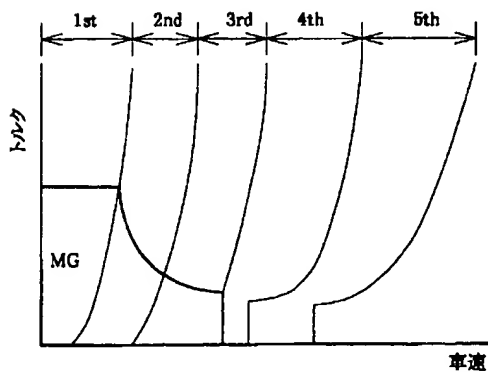
	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	B4	F0	F1	F2
P	○								○		
R			○	○				○			
N	○								○		
1st	○	○						○	○		○
2nd	◎	○					○		○		
3rd	○	○			◎	○			○	○	
4th	○	○	○			△			○		
5th		○	○	○		△					

○:係合
 ◎:動力源ブレーキ時に係合
 △:係合するが動力伝達に関係なし

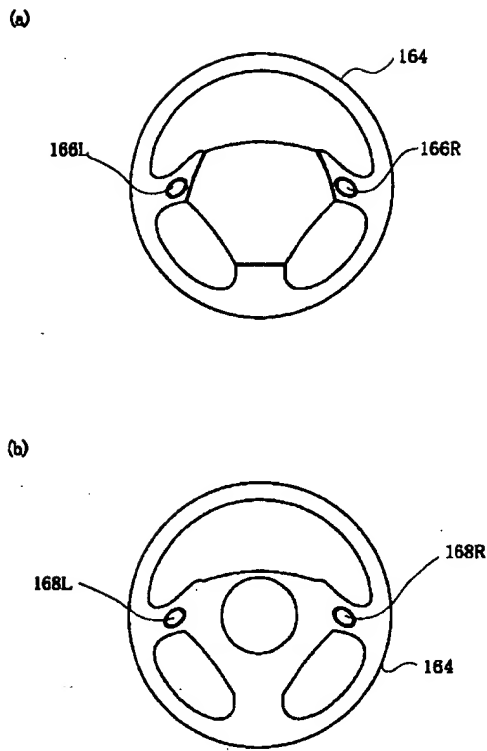
【図6】



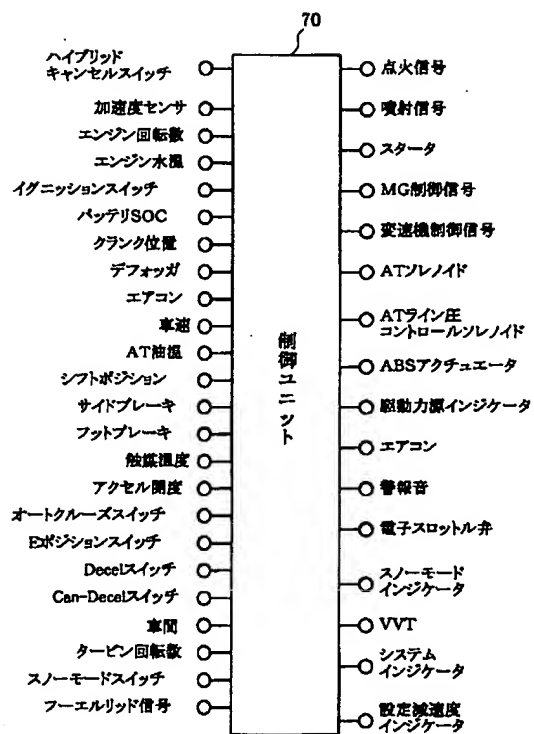
【図10】



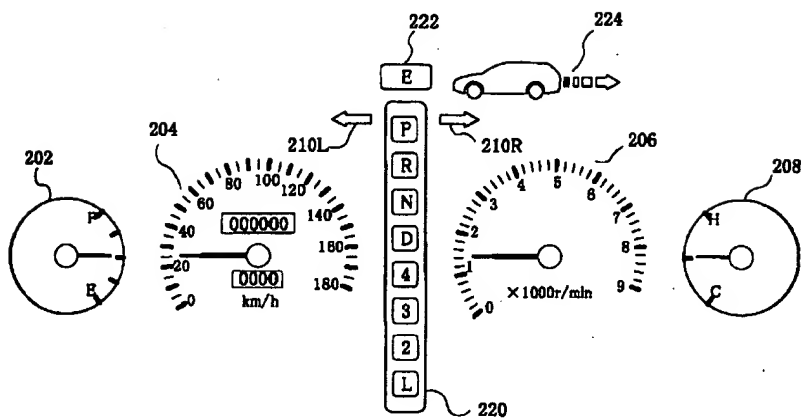
【図5】



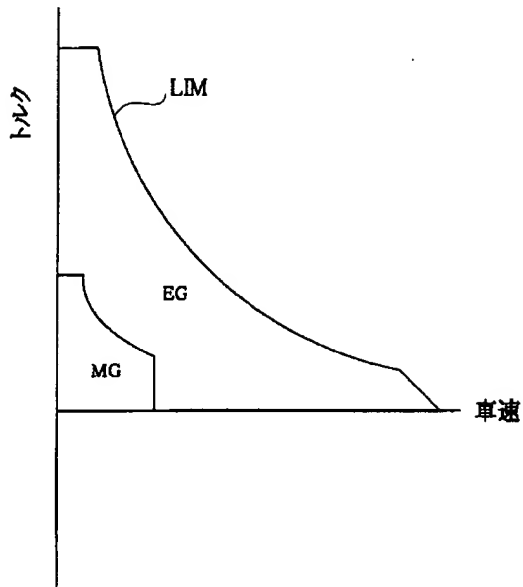
【図8】



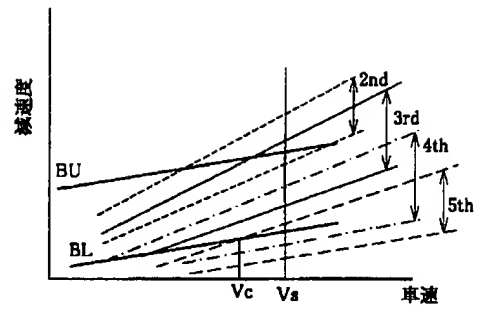
【図7】



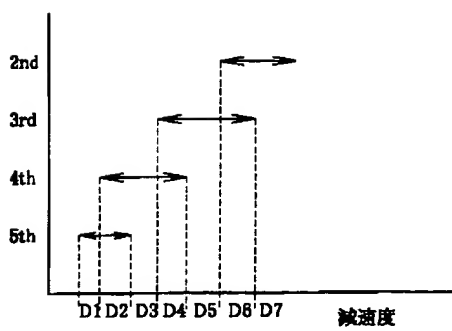
【図9】



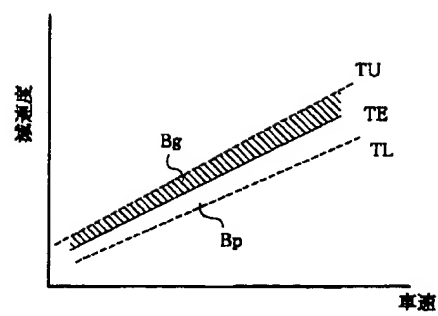
【図11】



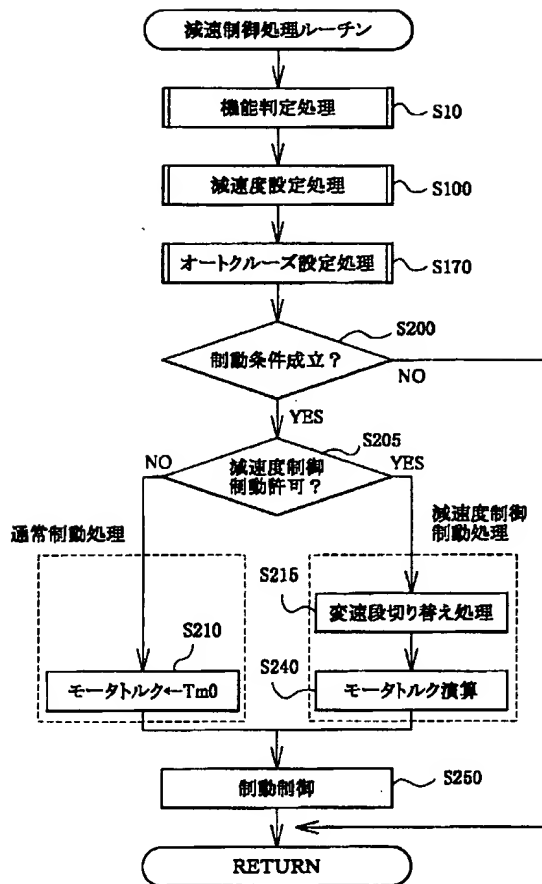
【図12】



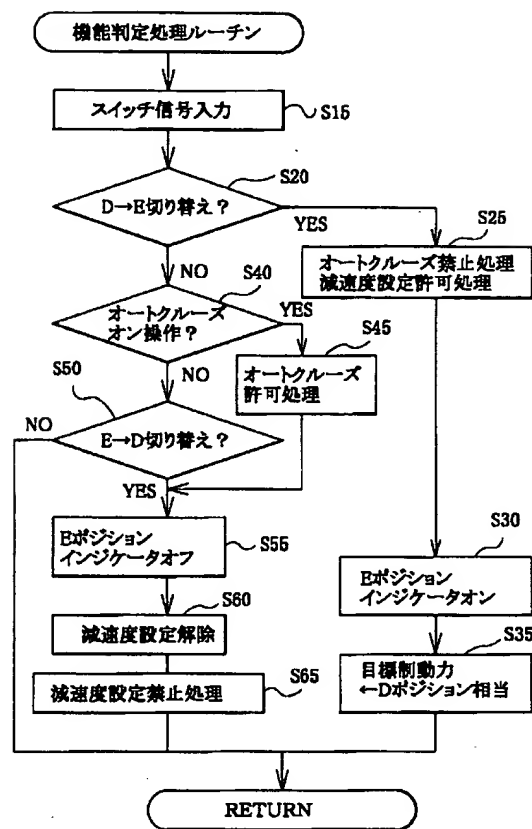
【図13】



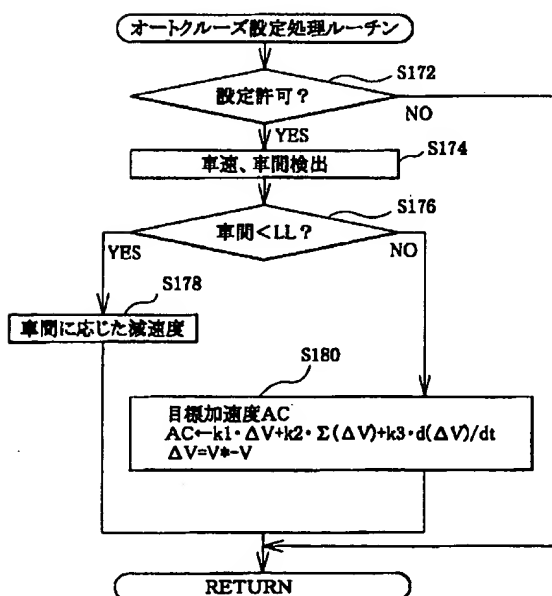
【図15】



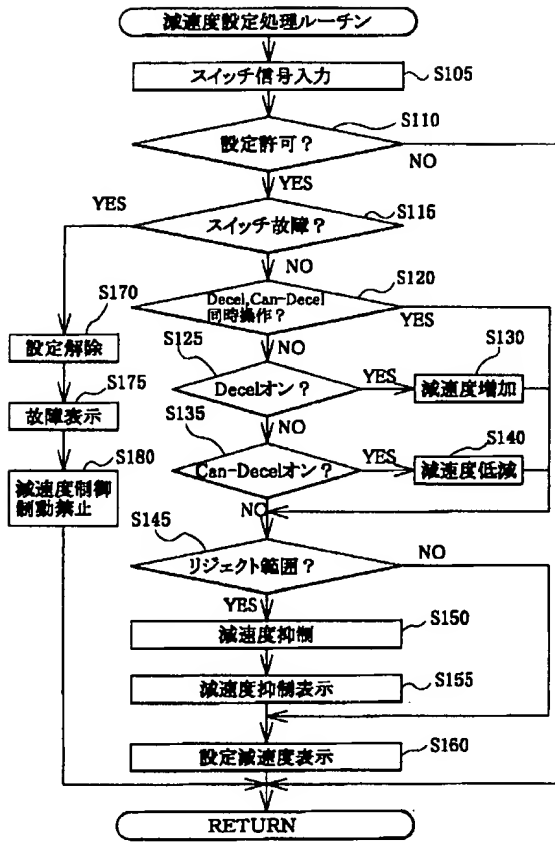
【図16】



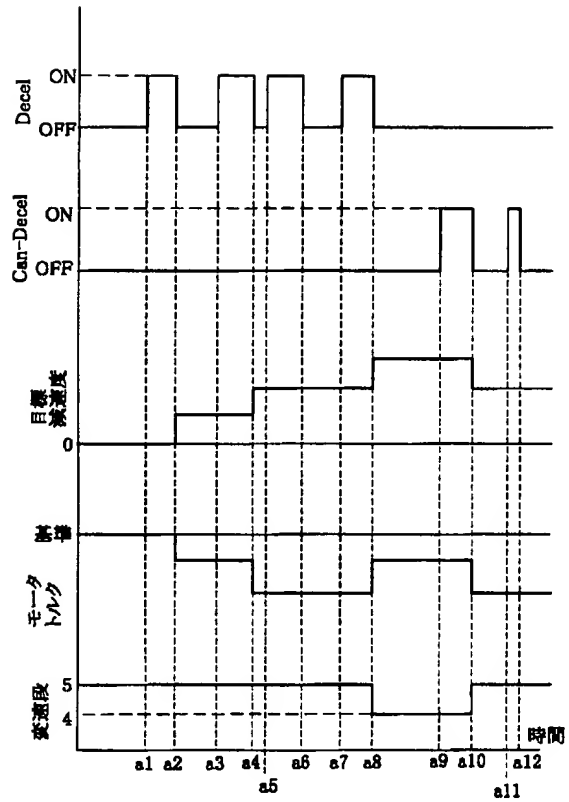
【図22】



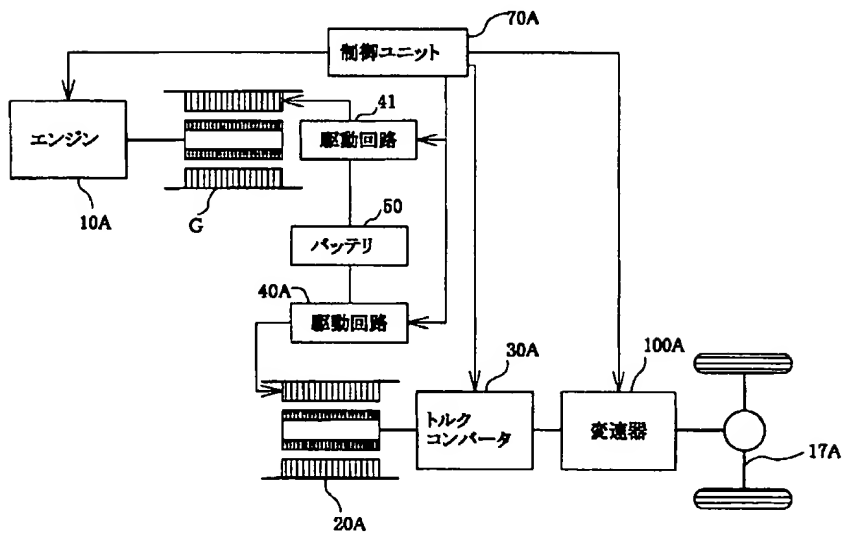
【図17】



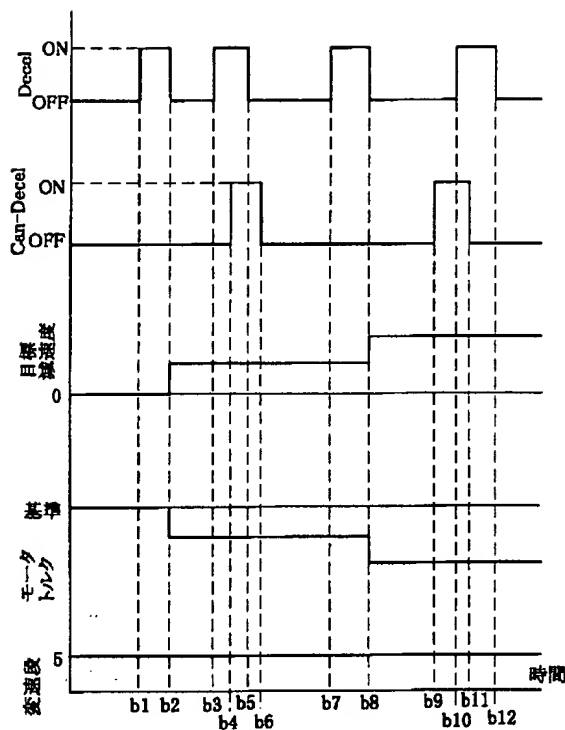
【図18】



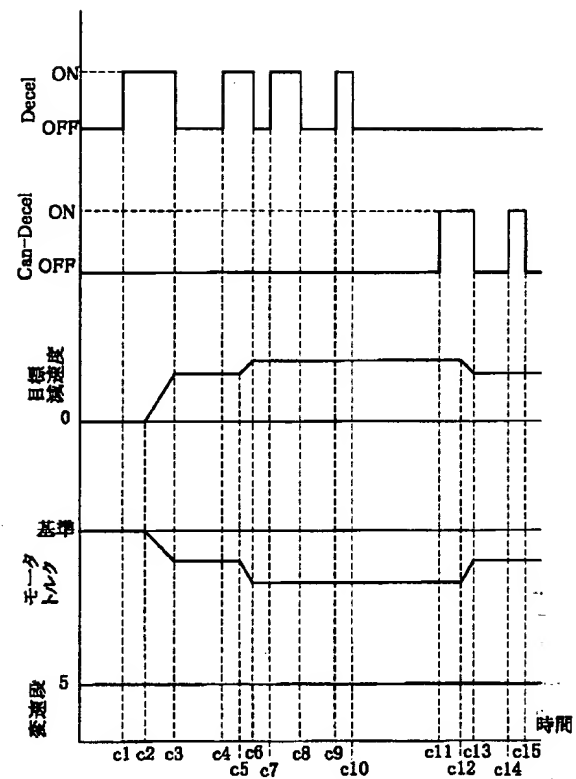
【図25】



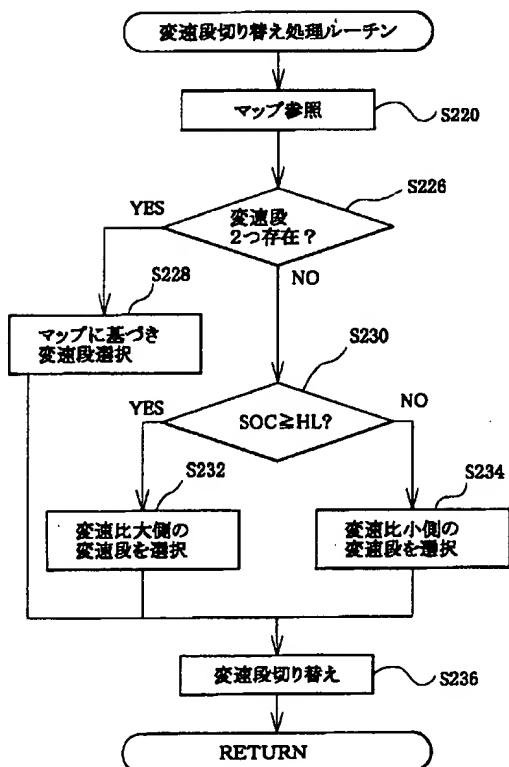
【図19】



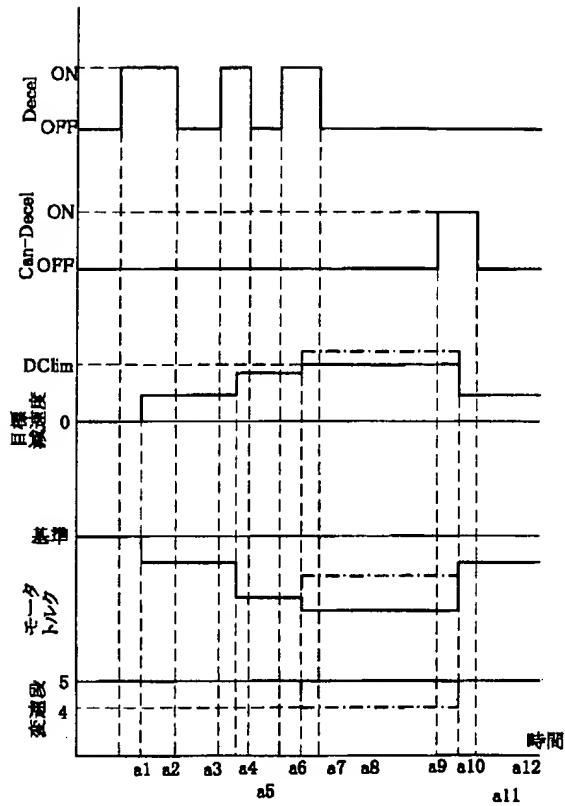
【図20】



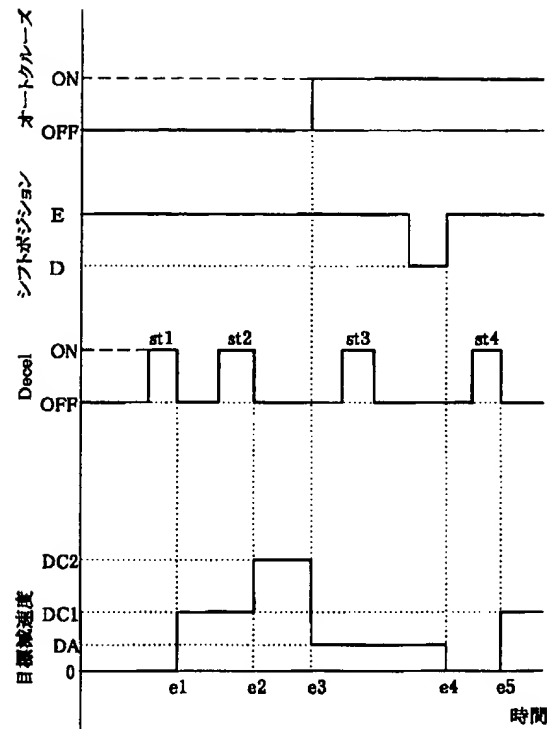
【図23】



【図21】



【図24】



【手続補正書】

【提出日】平成11年2月19日(1999. 2. 19)

【手続補正1】

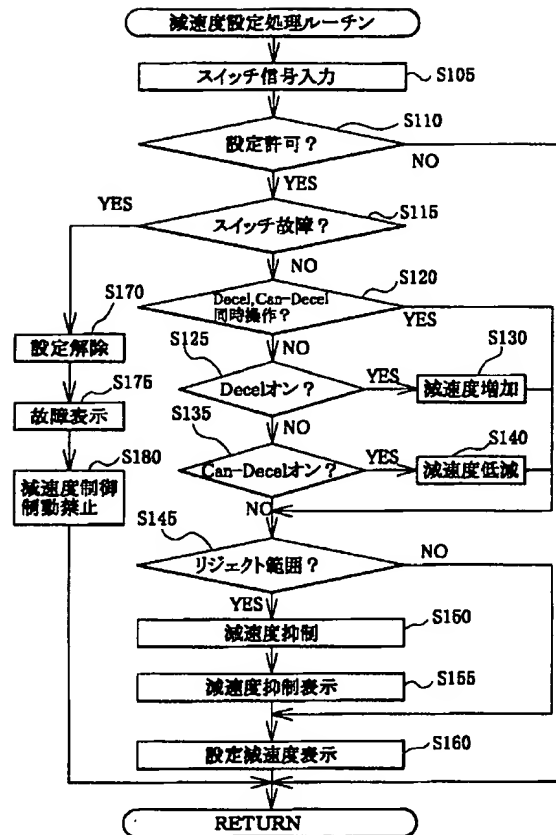
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図17

【補正方法】変更

【補正内容】

【図17】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁷

B60L 11/12

F02D 29/00

29/02

識別記号

301

341

29/06

FI

F02D 29/02

29/06

B60K 9/00

ノート (参考)

D

301D

341

D

Z

(72) 発明者 中村 誠志

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動

車株式会社内

(72) 発明者 天野 正弥

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動

車株式会社内

Fターム(参考) 3D041 AA33 AA41 AA80 AB00 AC01
AC18 AD01 AD31 AD51 AE02
AE03 AE31 AE45 AF01
3D044 AA04 AA35 AB00 AC02 AC22
AC26 AC28 AC59 AD01 AD02
AD17 AE01 AE04 AE07 AE12
AE19 AE21
3G093 AA05 AA07 AA16 AB00 BA11
BA23 BA24 CB07 DB00 DB01
DB05 DB11 DB16 DB21 DB23
EA15 EB00 EB03 EC02 FA07
FA10 FA11 FA13 FB05 FB06
5H115 PG04 PI16 PI24 PI29 PO17
PU10 PU23 PU24 PU25 PU26
PV09 PV23 QE09 QE10 QI04
QI09 QI12 QI15 QN03 QN12
RB08 RB22 SE04 SE05 SE08
SJ12 SJ13 TB01 TE02 TE08
TI02 TO02 TO05 TO21 TO23
TZ07

BRAKING DEVICE FOR VEHICLE

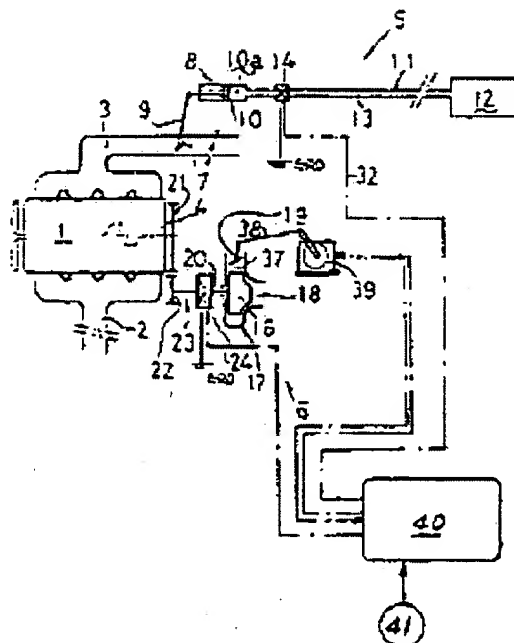
Patent number: JP1060438
Publication date: 1989-03-07
Inventor: SEKIYAMA YOSHIO; others: 01
Applicant: ISUZU MOTORS LTD
Classification:
- **international:** B60K31/00; B60K41/20
- **european:**
Application number: JP19870215470 19870831
Priority number(s):

Report a data error here

Abstract of JP1060438

PURPOSE: To obtain a stable braking force by reducingly operating the braking capacity of an exhaust brake which closes an exhaust passage when the braking capacity of an auxiliary brake which loads a braking force corresponding to a vehicle speed on the crankshaft of an engine is in the vicinity of its limit.

CONSTITUTION: An exhaust brake 5 consists of an exhaust brake valve 7 for increasing the pumping work of an engine 1 when an exhaust passage 3 is closed, and a driving device 8 for opening/closing the exhaust brake valve 7. Also, an auxiliary brake 6 makes air flow from an intake port 18 to a discharge port 19 by means of the rotation of a turbine impeller 16 housed in a



turbine housing 17. And, a controller 40 drives a solenoid valve 14 and a stepping motor 39 based on various data, to control the brakes 5, 6. In this case, when the braking capacity of the auxiliary brake 6 is in the vicinity of its limit, the braking capacity of the exhaust brake 5 is reducingly operated and, then, the auxiliary brake 6 is restored.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Patent Abstracts of Japan

⑫ 公開特許公報(A)

昭64-60438

⑨Int.Cl.⁴ 識別記号 庁内整理番号 ⑬公開 昭和64年(1989)3月7日
 B 60 K 31/00 Z-8108-3D
 41/20 8108-3D
 // B 60 T 7/12 F-7615-3D 審査請求 未請求 発明の数 1 (全7頁)

⑭発明の名称 車両の制動装置

⑮特 願 昭62-215470

⑯出 願 昭62(1987)8月31日

⑰発明者 関 山 恵 夫 神奈川県川崎市川崎区殿町3-25-1 いすゞ自動車株式会社川崎工場内

⑱発明者 岸 下 敬 治 神奈川県川崎市川崎区殿町3-25-1 いすゞ自動車株式会社川崎工場内

⑲出 願 人 いすゞ自動車株式会社 東京都品川区南大井6丁目22番10号

⑳代 理 人 弁理士 絹谷 信雄

明 細 書

1. 発明の名称

車両の制動装置

2. 特許請求の範囲

エンジンのクランク軸に車速に応じた制動力を負荷する補助ブレーキと、排気通路を閉じる排気ブレーキと上記補助ブレーキの制動能力が限界近傍のとき、一旦制動能力小の方向へ強制制動して上記排気ブレーキを動作し、爾後上記補助ブレーキを復帰させるコントローラとを備えたことを特徴とする車両の制動装置。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

この発明は可変制動能力をもつ補助ブレーキと排気ブレーキを有した車両の制動装置に係り、特に補助ブレーキを制動調節に排気ブレーキをその制動調節範囲の拡大に用いて制動するように構成した車両の制動装置に関する

〔従来の技術〕

オートクルーシングやエンジンブレーキ時に

おいて所望する制動力を得ようとした提案に、「エンジンの制御装置」(実開昭59-35656号)や「内燃機関搭載車用のブレーキ装置」(実開昭59-26244号)等がある。

前者は、所定車速が所定値を上回ったときに、排気ブレーキ弁で排気圧力を上げて制動するものであり、後者はエンジンブレーキ時に、タービンをオイルポンプとして機能させることで制動力を得るものである。

〔発明が解決しようとする問題点〕

しかし、提案に於ける排気ブレーキ弁による制動の応答性能や制動力は排気量によって一時的に定まること、タービンによるオイルポンプ仕事は、極き混ぜによるオイルの昇温を招き品質を確保しにくくなることなどの問題があり、車速に応じて適正な制動力で、且つ安定した制動力を得るブレーキ装置としては改善の余地がある。

〔問題点を解決するための手段〕

この発明は上記問題点を解決することを目的としており、この発明はエンジンのクランク軸に車

速に応じた制動力を負荷する補助ブレーキと、排気通路を閉じる排気ブレーキと、上記補助ブレーキの制動能力が限界近傍のとき、一旦その補助ブレーキを制動能力小の方向へ強制制御して上記排気ブレーキを動作し、爾後上記補助ブレーキを復帰させるコントローラとから車両の制動装置を構成したものである。

〔作用〕

コントローラはまず補助ブレーキを動作し、エンジンブレーキ時に車速に応じた制動力をクランク軸に負荷して制動する。このとき、補助ブレーキの制動能力が車速に対して限界に達したとき、または近傍のときにあつてコントローラは、一旦補助ブレーキを制動能力小の方向に制御し同時に排気ブレーキを動作する。するとこの時点で制動の主体が排気ブレーキになるが、時前の補助ブレーキでの制動状態は少なくとも維持される。この後、コントローラは再び補助ブレーキを車速に応じて制動能力大の方向に制御するから、排気ブレーキで維持した制動力に、補助ブレーキで作り出

した制動力が上載せられることになるから、実質的に補助ブレーキの制動限界が高められて、エンジンが確實且つ滑らかに制動されることになり、その結果、制動時のショックや制動の悪づきが起らない。

〔実施例〕

以下にこの発明の好適一実施例を添付図面に基づいて説明する。

第1図に示す1はエンジン、2はエンジン1の吸気ポート（図示せず）に接続された吸気通路、3はエンジン1の排気ポート（図示せず）に接続された排気通路、4はエンジンのクランク軸である。

この発明の実施例にあつてブレーキ装置は排気ブレーキ5と補助ブレーキとしてのタービンブレーキ6とから構成してある。排気ブレーキ5は排気通路3の上流側に開閉自在に設けられ、その排気通路3を閉じたときに、排気ガス圧力を増加させてエンジン1のポンピング仕事を増加させる排気ブレーキ弁7と、この排気ブレーキ弁7を開閉

作動する駆動装置8とから構成される。

駆動装置8は、上記排気ブレーキ弁7の回動支点に一端が固定されたレバ部材9と、このレバ部材9を回動させるアクチュエータ10の動作室10aへ作動流体を供給する流体供給手段11とから成る。

流体供給手段11は、実施例にあつては、作動流体を供給する流体タンク12と、この流体タンク12の吐出部とアクチュエータ10とを結ぶ流体通路13を開閉するときにアクチュエータ10の動作室10a内へ作動流体を供給する。

一方、タービンブレーキ6は、タービン翼車16をタービンハウジング17内に回転自在に収容し、そのタービンハウジング17の吸入口18から回転に応じて吸込んだ空気を、タービンハウジング17の吐出口19から大気へ開放するよう構成してあると共に、タービン翼車16の軸芯上に、タービンハウジング17外へ延びるタービン軸を設け、このタービン軸20の延出端と上記クランク軸4に一体のクランク軸歯車21に啮合する入力歯車22を有した入力軸23とを電磁クラッチ24で接続するように構成

してある。タービンハウジング17の吐出口19には、この吐出口19の開口面積を調節する絞り弁37が設けてあり、この絞り弁37にはリンク38を介してステッピングモータ39が取付けられる。したがってステッピングモータ39のステップ角を調節すると、その調節されたステップ角に応じてリンク38が駆動され、絞り弁37による吐出口19の開度が調節されるようになっている。

ところで、実施例にあつての排気ブレーキ5、タービンブレーキ6の最大エンジンブレーキ力の総和は、エンジンの最大出力に対して同等以上となるように、各部の形状及び排気量、絞り度合が定められると共に、排気ブレーキ5に対するタービンブレーキ6の最大エンジンブレーキ力は、排気ブレーキ5に対して同等以上となるように定められる。

これは、第3図に示してあるようなエンジンブレーキ性能を得るためである。即ち、エンジンブレーキの初期に置いては、タービンブレーキ6が使用限界（能力限界）近傍のときに第4図に示す

ように、一旦絞り弁37の開度を大きくして電磁弁14をONにし、排気ブレーキ5を動作する。この直後、電磁弁14はONのまま、絞り弁37の開度を小さくする。したがって、タービンブレーキ6のブレーキ力可変範囲が実質的に拡大されることになり、排気ブレーキ5に切換えたときのショックもなく滑らかで連続的なエンジンブレーキ性能(1)が得られることになる。ここで排気ブレーキ5のONタイミングは第5図に示すようにタービンブレーキ6が使用限界に達すると同時でも良く、このときにタービンブレーキ6をOFFにした後に、タービンブレーキ6と排気ブレーキ5を併用しても構わない。

さて、電磁弁14及びステッピングモータ39は、コントローラ40の出力部に接続されており、コントローラ40は入力部に入力される各種データ(車速、燃料流量、使用ギヤ段、エンジンブレーキのON-OFF及びオートクルージングのON-OFF)を制御部で演算し、その演算結果を出力部から上記電磁弁14及びステッピングモータ39へ

いるギヤ段に対して適正な目標ステップ数を演算する。ステップ57では、その目標ステップ数に対応させてステッピングモータ39を作動し、ステップ58では、ステッピングモータ39が動作しているか否かを測定する。即ち実ステップ数のカウントを行なう。

コントローラ40は、この後、判断59で実ステップ数Lが目標ステップ数L₀より小さい、即ち、NOであると判断したとき、再度、実車速Vを検出し、判断54~判断59までのステップを繰り返し、YESである場合には、ステップ60で実車速Vを測定する。この後コントローラ40は、ステップ60で測定した実車速Vが目標車速V_Eに対して大きいことを判断61で知るとステップ62で電磁弁14を開いて、排気ブレーキ弁7で排気通路3を全開にする。即ち、判断61ではタービンブレーキ5のみによる制動能力が限界近傍にあることを知り、排気ブレーキ6を動作して、再び判断54以降の制御を実行する。したがって、制動状態としては、まずタービンブレーキ5で一段階の制動を行ない、

出力するようになっている。

以下、コントローラ40の制御内容を添付図面に基づいて説明する。

まず第2図のフローチャートに基づいてブレーキ時のオートクルーズの基本制御を説明する。

コントローラ40は判断50でオートクルーズか否かを判定し、YESであればステップ51で実車速Vを測定し、ステップ52で目標車速V_Eを決定し、ステップ53でギヤ段の判定を実行する。判断50は、エンジンブレーキスイッチ41がONのときにYESとなる。次いでコントローラ40は判断54で目標車速V_Eが実車速Vより小さいか否かを判定する。即ち、判断では、実車速Vが目標車速V_Eより速く、減速を要するか否かを判定する。判断54がYESである場合、コントローラ40はステップ55でマップ56に対応するステッピングモータ39の目標ステップ数の演算を実行する。ここで、マップは、車速差(V-V_E)に対するステッピングモータ39の目標ステップ数を、各ギヤ段毎に特性化したものであり、ステップ55では、使用されて

この直後、排気ブレーキ6で、そのタービンブレーキ5による制動力を少なくとも維持させて再度タービンブレーキ5による2段階の制動を行なうことになるから、第3図で説明したエンジンブレーキ性能(1)に乗った制動が実行されることになる。

ところで、判断54でV_E=V、V_E<Vである場合は、オートクルージングの車速に制御されていることになから、ステップ63でステッピングモータ39を非作動、電磁弁14を全開にして、ステップ64で実車速Vを測定して判断54以降のフローを繰り返す。

次に燃料噴射ポンプ(図示せず)の燃料供給量からブレーキ時のオートクルーズを行なわせるようにしたコントローラ40の制御例を第6図のフローチャートに基づいて説明する。

まず、判断65では、平地走行に於けるオートクルーズがなされているか否かを判定する。判断65がYESであればステップ66で設定車速V₀の決定を行ない、ステップ67で実車速Vを測定する。

次いでコントローラ40は、判断68で実車速 V が設定車速 V_0 を超えると、ステップ69に進み燃料供給量 Q を減少させ、実車速 V が設定車速 V_0 を下回るときには燃料供給量 Q を増加させる。判断71では、燃料供給量 Q と最小燃料供給量 Q_0 とを比較し、 $Q = Q_0$ となったときに車両が下り坂に入ったことを知り、下り坂でのブレーキオートクルーズを実行する。即ち、第2図で説明したステップ51以降のフローを実行する。

次にブレーキ制御の応答性を高めて信頼性を高めるための制御例を第7図及び第8図で説明する。

第7図に示すようにコントローラ40は、判断86でオートクルーズか否かを判定し、YESであれば、ステップ87で実車速 V を測定し、ステップ88で目標車速 V_E を決定し、ステップ89で、使用中のギヤ段の判定を実行する。この後コントローラ40は判断90で目標車速 V_E と実車速 V との速度差 $(V - V_E)$ を求め、その求めた速度差が所定速度差 A に対して大きいかなかを判定する。判断90

なわれる。即ち、判断96がYESであるときにはコントローラ40がタービンブレーキ5のエンジンブレーキ能力が限界近傍であると判断し、ステップ97で電磁弁14を開いて排気通路3を全開にする。

このように、車速 V の検出後、速度変化率を検出して目標ステップ数を修正し、減速制御を行なうことは、制動に於ける応答性を良くすると共に、きめの細かな制動が実行されるようになる。

第8図に示すフローチャートは、前述の制御を更に細かにしたものであり、まず、判断100でオートクルーズか否かを判定した後、ステップ101で実車速 V を検出し、この実車速 V が目標車速 V_E を超えているかなかを判断102で判定する。判断102がNOであるときには、電磁弁14がONかなかを判断103で知り、YESであればステップ104で電磁弁14をOFFにする。即ち、この時点では確実に排気ブレーキ6を動作させないようにしている。判断102及びステップ104を終るとコントローラ40はステップ105で、使用中のギヤ段

がYESであれば判断91で車速変化率 dv/dt が所定の車速変化率 T より小さいかなかを判定される。即ち、ギヤ段を固定した場合に置いて dv/dt が大きくなるほど、勾配が急になり、速やかに減速を要求されるようになるからである。

したがって、コントローラ40は判断91がYESであるときには、 dv/dt に対する修正係数 $N1$ を第3図で説明したマップ56で求められる目標ステップ数 L_0 に掛けて補正を行なうステップ92を実行したのち、補正後の目標ステップ数 L_{00} になるまでステップ93のステップピングモータ作動を実行する。

判断91がNOである場合にはステップ98で修正係数 $N2$ を目標ステップ数に掛けて L_{00} を算出する。但し $N2 > N1$ とする。

判断94では、実ステップ数 L が L_{00} に等しくなったかなかを判定し、NOであれば、判断90以降のステップを繰り返す。判断94がYESであれば再びステップ95で実車速 V を測定し、判断96で実車速 V が目標車速 V_E より大きいかなかの判定が行

を判定し、判断106で、実車速 V と目標車速 V_E との差 $(V - V_E)$ が所定車速 A を下回るかなかを判定する。この判断106がYESであるときにはステップ107で求めた車速差 V_s とギヤ段 N から上記マップ56に基づいて目標ステップ数 L_0 を決定するステップ108を実行し、判断109に進む。判断109では、求めた目標ステップ数 L_0 が、タービンブレーキ6のエンジンブレーキ性能限界に対応するステップ数 L_1 よりも大きい場合、即ち、YESのときは、ステップ110で電磁弁14をONにして、タービンブレーキ6を解除するステップ111を実行して再度判断106以降のフローを実行する。判断109がNOのときには、ステップ112で、求めた目標ステップ数 L_0 に到るまでステップピングモータ39を駆動する。

ところで、判断106がNOである場合は、判断113へ進む。判断113では、車速変化率 dv/dt が所定車速変化率 T に対して小さい場合を判定する。即ち、YESのときには、 L_0 に修正係数 $N2$ を掛けて、大きいときには修正係数 $N1$ を掛けて、

それぞれ L00 を求めるステップ 114, 115 を実行し、求めた L00 にステッピングモータ 39 を作動するステップ 112 にジャンプする。

したがって、この制御例では、ブレーキ作動は第1段階として、まずタービンプレーキ6が制動動作し、タービンプレーキ6の能力下界近傍では一旦タービンプレーキ6をOFFにして排気ブレーキ5を動作し、再度タービンプレーキ6を復帰させると共に、車速変化率 dv/dt を検出対象とすることによって制御の細かさ、信頼性をさらに向上させることができる。

〔 発 明 の 効 果 〕

以上説明したことから明らかなようにエンジンのクランク軸に車速に応じた制動力を負荷する補助ブレーキと、排気通路を開じる排気ブレーキと、上記補助ブレーキの制動能力が限界近傍のとき、一旦制動能力小の方向へ強制制御して上記排気ブレーキを動作し、爾後上記補助ブレーキを復帰させるコントローラを備えて車両の制動装置を構成したので、信頼性、安全性が高いブレーキングオ

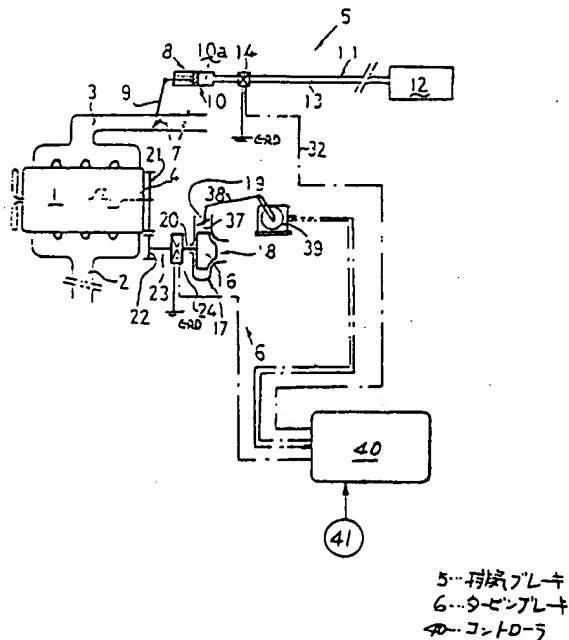
ートクルーズが可能になると共に、エンジンブレーキ時に於ける制動を滑らかにこなせることによってドライバの疲労軽減を計ることができる。

4. 図面の簡単な説明

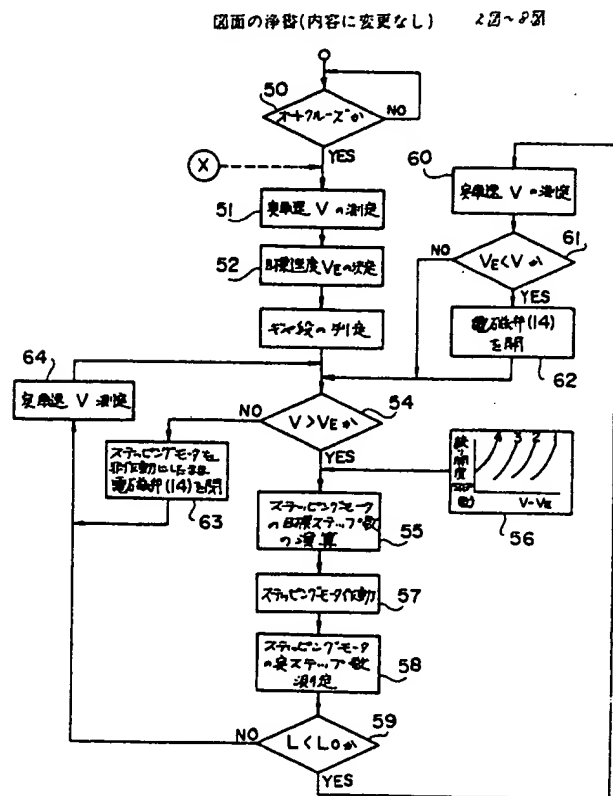
第 1 図はこの発明の好適一実施例を示す装置図、第 2 図はこの発明の基本的な制御内容を示すフローチャート、第 3 図はこの発明によるエンジンブレーキ力性能線図、第 4 図はコントローラに組み込むマップ、第 5 図乃至第 8 図は他の制御内容を示すフローチャートである。

図中、5は排気ブレーキ、6は補助ブレーキとしてのタービンブレーキ、40はコントローラである。

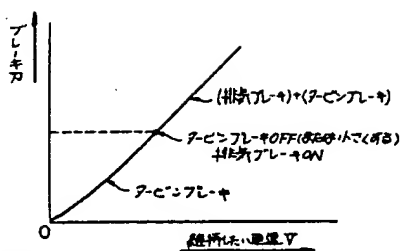
特許出願人 いすゞ自動車株式会社
代理人弁理士 絹谷信雄



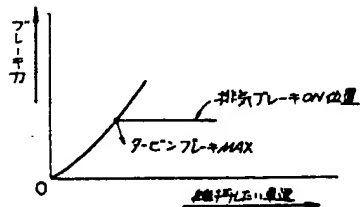
第 1 区



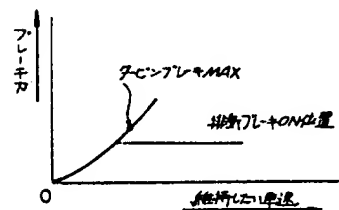
第 2 図
70-(1)



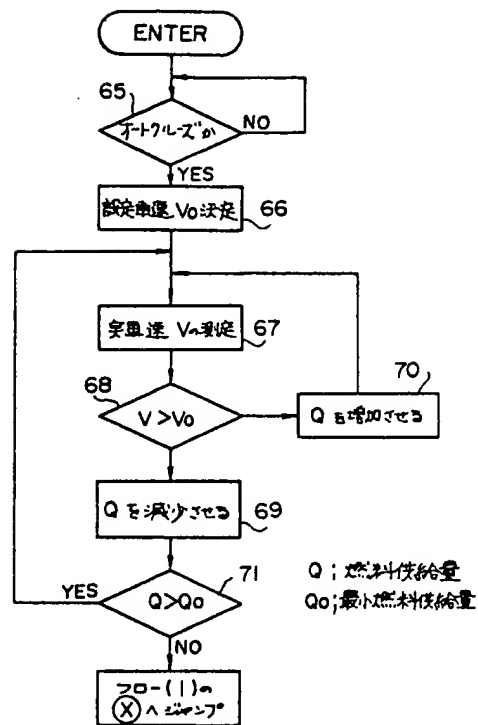
第3図



第4図

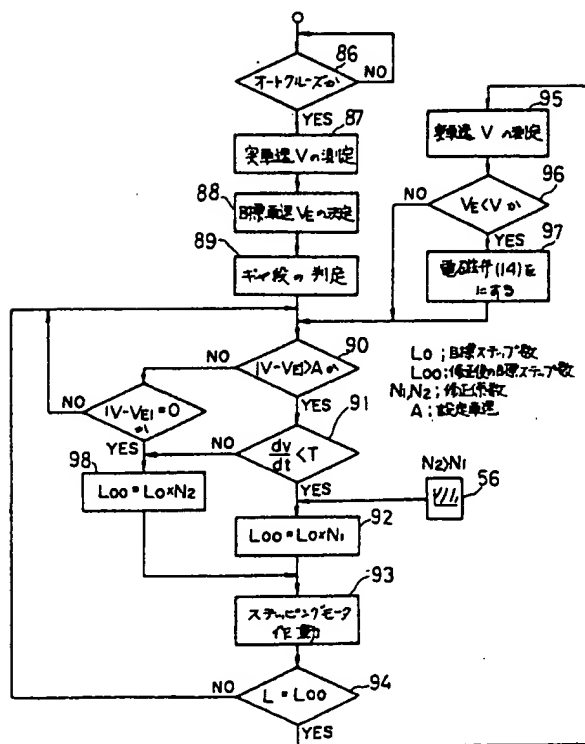


第5図



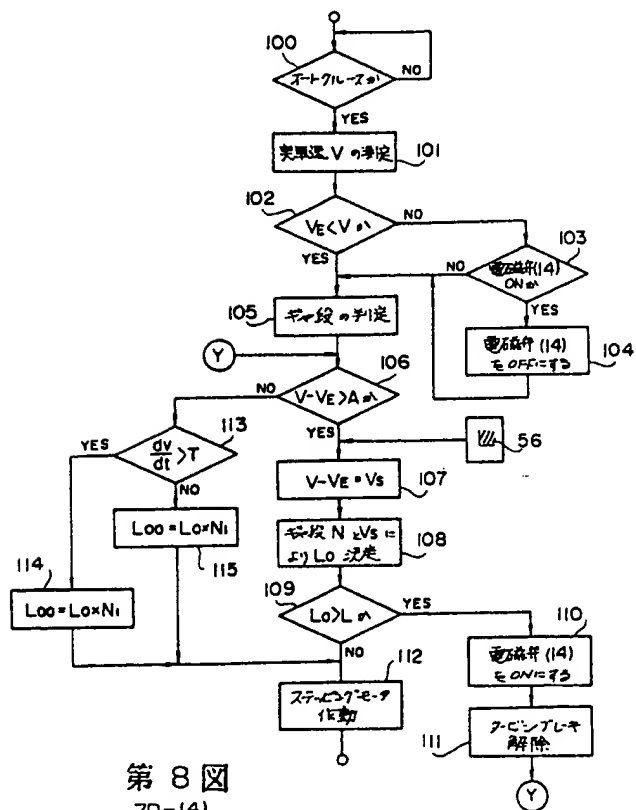
第6図

フロ-(2)



第7図

フロ-(3)



第8図

フロ-(4)

手続補正書 (方式)

昭和62年12月4日

特許庁長官 小川邦夫 殿

1. 事件の表示 特願昭62-215470号

2. 発明の名称 車両の制動装置

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

(017) いすゞ自動車株式会社

4. 代理人

郵便番号 105

東京都港区愛宕1丁目6番7号

愛宕山弁護士ビル

電話 (03) 436-3744 (代表)

(6802) 弁護士 糸谷 信 雄



5. 補正命令の日付

昭和62年11月24日 (発送日)

6. 補正の対象

図 面

7. 補正の内容

(1) 図面第2~8図を別紙の通り浄書する (内容に変更なし)。

8. 添付書類の目録

(1) 図 面

1通



いすゞ自動車株式会社






THIS PAGE BLANK (USPTO)

THIS PAGE BLANK (USPTO)




Method for controlling the lateral dynamics of a vehicle with front axle steering

Patent number:	EP1000838
Publication date:	2000-05-17
Inventor:	BOETTIGER FRIEDRICH (DE); SUISSA AVSHALOM (DE)
Applicant:	DAIMLER CHRYSLER AG (DE)
Classification:	
- international:	B62D6/04; B60T8/00
- european:	B60T8/1755; B62D6/00D2; B62D6/00D4
Application number:	EP19990119543 19991001
Priority number(s):	DE19981051978 19981111

Also published as:

 US6449542 (B1)
 JP2000185658 (A)
 EP1000838 (A3)
 DE19851978 (A1)
 EP1000838 (B1)

Cited documents:

	DE19515055
	DE4030704
	US5455770
	DE19814381
	DE19707059

Report a data error here

Abstract of EP1000838

The method involves regulating the transverse dynamics depending on the deviations in the actual values of yaw rate from continually generated demand values and the actual value tracking effected by setting wheel steering angles and/or wheel braking forces. A linear vehicle model representing a dynamic demand characteristic is used to derive a first yaw rate demand value corresponding to the driver's course demand applied by operating a control element, e.g. the steering wheel. A further demand value is determined on the assumption that the float angle in the region of the non-steered rear wheels does not exceed a limit

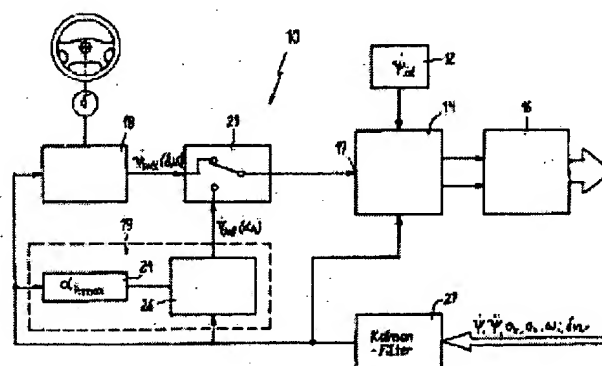


Fig. 1

value. The smaller value is used to control yaw rate.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



(11) **EP 1 000 838 A2**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
17.05.2000 Patentblatt 2000/20

(51) Int. Cl.⁷: B62D 6/04

(21) Anmeldenummer: 99119543.9

(22) Anmeldetag: 01.10.1999

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

(71) Anmelder: DaimlerChrysler AG
70567 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:

- **Böttiger, Friedrich**
73733 Esslingen (DE)
- **Suissa, Avshalom**
71272 Renningen (DE)

(30) Prioritat: 11.11.1998 DE 19851978

(54) Verfahren zur Regelung der Querdynamik eines Fahrzeuges mit Vorderachs-Lenkung

(57) Bei einem Verfahren zur Regelung der Querdynamik eines Fahrzeuges mit Vorderachs-Lenkung, wobei die Regelung in Abhängigkeit von Abweichungen gemessener Ist-Werte der Giergeschwindigkeit von fortlaufend generierten Soll-Werten derselben erfolgt und die Nachführung der Ist-Werte durch Einstellung von Radlenkwinkeln (δ_i) und/oder Einstellung von Radbremskräften (P_i) erzielt wird, ist vorgesehen, daß anhand eines linearen Fahrzeugmodells, das ein dynamisches Wunsch-Verhalten des Fahrzeuges repräsentiert, ein erster Sollwert $\psi_{\text{soll}}(\delta_i, v_x)$ für die Giergeschwindigkeit ψ ermittelt wird, der dem durch Betätigung

eines Steuerorgans eingesteuerten Fahrerwunsch entspricht; unter der Nebenbedingung, daß der Schwimmwinkel β_h im Bereich der nicht gelenkten Hinterräder des Fahrzeuges einen begrenzten Wert nicht überschreiten soll, wird ein weiterer Sollwert $\psi_{\text{sol}}(\beta)$ ermittelt, und es wird der dem Betrage nach kleinere dieser beiden Soll-Werte als der für die Regelung maßgebliche Sollwert der Giergeschwindigkeit genutzt und dadurch ein Schleudern des Fahrzeuges mit hoher Zuverlässigkeit vermieden.

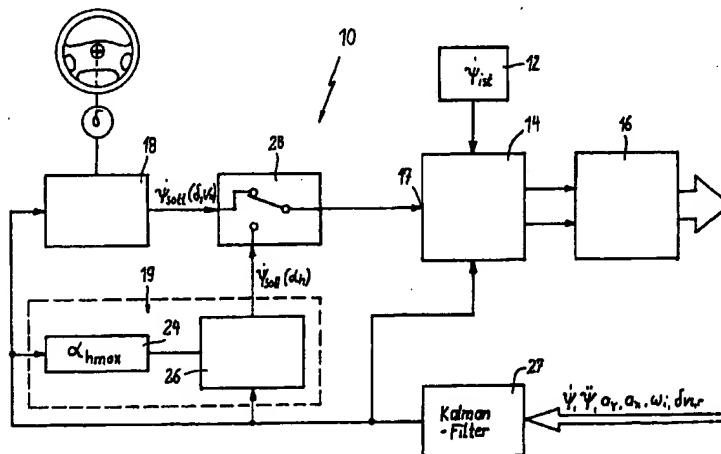


Fig. 1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Regelung der Querdynamik eines Fahrzeuges mit Vorderachslenkung und den weiteren, im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten, gattungsbestimmenden Merkmalen.

5 [0002] Bei einem durch die DE 42 26 746 bekannten Verfahren dieser Art werden die Lenkwinkel der Vorderräder des Fahrzeuges fahrsituationsabhängig bestimmt, wobei diese Bestimmung unter Berücksichtigung sowohl der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ des Fahrzeuges als auch des Schwimmwinkels β erfolgt. Zusätzlich zu einer Beeinflussung der Querdynamik des Fahrzeuges durch die Lenkwinkeleinsteuerung kann auch ein Bremseneingriff an einzelnen Fahrzeugrädern vorgenommen werden. Bei dem bekannten Verfahren wird sowohl das Gierverhalten des Fahrzeuges als

10 [0003] auch der Schwimmwinkel zur Bestimmung der Stellgrößen Rad-Lenkwinkel und/oder Bremskraft herangezogen. Bei dem bekannten Verfahren ist als nachteilig anzusehen, daß aufgrund einer permanenten Begrenzung des Schwimmwinkels und damit im Ergebnis auch des Schräglaufwinkels in zahlreichen Fahrsituationen die maximale Seitenführungskraft der Hinterräder des Fahrzeuges nicht ausnutzbar ist und dadurch Abweichungen der Bahnkurve des Fahrzeuges von der dem Fahrerwunsch entsprechenden Sollkurve auftreten, auch wenn noch keinerlei Schleudertendenz des Fahrzeuges gegeben ist und ein begrenztes Driften des Fahrzeuges - ein relativ hoher Schräglaufwinkel an der Hinterachse - zugelassen werden könnte.

15 [0004] Des weiteren ist durch die DB 43 25 413 A1 ein Verfahren zur Ermittlung des Schwimmwinkels bekannt und in Abhängigkeit von diesem die Querdynamik des Fahrzeuges durch Lenk- und Bremseneingriff so zu beeinflussen, daß ein Schleudern des Fahrzeuges weitgehend vermieden werden kann, jedoch hat es sich gezeigt, daß eine Querdynamik-Regelung allein in Abhängigkeit vom Schwimmwinkel nicht ausreichend ist, um in allen statistisch bedeutsamen Situationen ein Schleudern des Fahrzeuges zu vermeiden.

20 [0005] Aufgabe der Erfindung ist es daher, ein Verfahren der eingangs genannten Art anzugeben, das, unbeschadet weitgehender Freiheit hinsichtlich der Gestaltung der Fahrzeugreaktionen auf die Einsteuerung des Fahrerwunsches hinsichtlich des Bahnverlaufs des Fahrzeuges, mit hoher Zuverlässigkeit ein Schleudern des Fahrzeuges verhindert.

[0006] Diese Aufgabe wird, ausgehend von den gattungsgemäß zugrunde gelegten Verfahren durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 dem Grundgedanken nach und in vorteilhaften Ausgestaltungen bzw. Durchführungsvarianten desselben durch die Merkmale der Unteransprüche 2 bis 6 gelöst.

30 [0007] Hiernach wird unter Verarbeitung von den Bewegungszustand des Fahrzeuges repräsentierenden Größen, insbesondere des vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkels δ und der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x anhand eines linearisierten Fahrzeugmodells ein erster Sollwert $\dot{\psi}_{\text{Soll}}(\delta, v_x)$ für die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ ermittelt, der dem durch Betätigung eines Steuerorgans (Lenkrad, Joystick oder dergleichen) eingesteuerten Fahrerwunsch bezüglich der Bahnbewegung des Fahrzeuges entspricht; des weiteren wird unter der Nebenbedingung, daß der Schwimmwinkel β_h im Bereich der nicht gelenkten Hinterräder des Fahrzeuges einen begrenzten Wert nicht überschreiten soll, ein weiterer

35 Sollwert $\dot{\psi}_{\text{Soll}}(\beta_h; \alpha_h)$ ermittelt, und es wird der jeweils kleinere der beiden Sollwerte dem $\dot{\psi}$ -Regler der Regelungseinrichtung als Sollwert-Eingabe zugeleitet, so daß die schwimmwinkel- bzw. schräglaufwinkel-abhängige Giergeschwindigkeitsregelung erst dann wirksam wird, wenn am Fahrzeug eine Schleudertendenz auftritt, die daran erkennbar ist, daß "unphysikalisch" hohe Istwerte der Giergeschwindigkeit bei gleichzeitig zu niedrigen Werten der Fahrzeug-Querbeschleunigung auftreten. Im übrigen, d.h. solange eine Schleudertendenz nicht gegeben ist, kann die Querdynamik-

40 Regelung anhand der $\dot{\psi}$ -Sollwert-Ausgabe des Fahrzeugmodells mit im Prinzip beliebiger, einem erwünschten Fahrverhalten des Fahrzeuges entsprechender Charakteristik, z.B. "leicht" übersteuerndem oder untersteuerndem oder neutralem Fahrverhalten, erfolgen.

[0008] Der gemäß Anspruch 2 vorgesehenen Art der Sollwertbildung für den den Schwimmwinkel begrenzenden Regelungsmodus der Regelungseinrichtung entspricht in bevorzugter Durchführungsart das Verfahren gemäß

45 Anspruch 3 gleichsam eine Entkopplung der Schwimmwinkel-Dynamik an der Hinterachse von derjenigen an der Vorderachse, dies jedenfalls dann, wenn das Trägheitsmoment J_z des Fahrzeuges um seine Hochachse in guter Näherung dem Wert $J_z = m \cdot l_v \cdot l_h$ entspricht, und es wird eine auf besonders einfache Weise implementierbare Art des ein Schleudern des Fahrzeuges verhindernden Regelungsmodus erzielt.

50 [0009] Der Schwimm- bzw. Schräglaufwinkel-Grenzwert, der im schleuder-verhindernden Regelungsmodus nicht überschritten werden darf, kann als Festwert vorgegeben werden und wird dann zweckmäßigerweise gleich demjenigen Wert gewählt, bei dem größtmögliche Seitenführungskraft-Übertragungsfähigkeit der Fahrzeughinterräder gegeben ist.

[0010] Zur Berücksichtigung insbesondere des Fahrbahnzustandes kann es auch zweckmäßig sein, den Schwimmwinkel-Grenz-Wert aus geschätzten Werten \hat{v}_x und $\hat{\mu}$ der Fahrzeuggeschwindigkeit und v_x und des Kraftschlußbeiwertes μ zu ermitteln.

55 [0011] Zur Bestimmung des für die Regelung erforderlichen Ist-Wertes des Schwimmwinkels β_h sind Schätzwerte \hat{v}_y und \hat{v}_x der Fahrzeug-Quergeschwindigkeit v_y und der Fahrzeug-Längsgeschwindigkeit v_x geeignet, die z.B. als Ausgaben eines Kalman-Filters, wie aus der DE 43 25 413 A1 bekannt, gewinnbar sind, sowie Meßwerte der Fahrzeug-

Giergeschwindigkeit.

[0012] Das erfindungsgemäße Verfahren wird nachfolgend anhand der Funktionsbeschreibung einer in der Zeichnung dargestellten Querdynamik-Regelungseinrichtung näher erläutert. Es zeigen:

- 5 Fig. 1 ein schematisch vereinfachtes Blockschaltbild einer nach dem erfindungsgemäßen Verfahren betreibbaren Einrichtung zur Regelung der Querdynamik eines Straßenfahrzeuges mit Vorderachs-Lenkung,
- Fig. 2 eine Einspur-Modelldarstellung eines Fahrzeuges zu einer vereinfachenden Erläuterung seines Querdynamik-Verhaltens und
- 10 Fig. 3 ein Diagramm zur qualitativen Erläuterung der Sollwert-Vorgabe für den Schwimmwinkel-Begrenzungsmodus der Regelungseinrichtung gemäß Fig. 1.

[0013] Zweck der in der Fig. 1 insgesamt mit 10 bezeichneten Giergeschwindigkeits ($\dot{\psi}$)-Regelungseinrichtung eines in der Fig. 2 durch ein Einspur-Modell repräsentierten Straßenfahrzeuges 11 ist, ein Schleudern desselben in einer Kurvenfahrt zu vermeiden.

[0014] Die Regelungseinrichtung 10 ist dahingehend ausgelegt, daß durch eine Regelung der mittels eines Giergeschwindigkeits-Sensors 12 fortlaufend meßbaren Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ auch eine Begrenzung des bei einer Kurvenfahrt an den nicht gelenkten Fahrzeuigrädern auftretenden Schräglaufwinkels α_n auf einen mit dynamischer Stabilität des Fahrzeuges 11 verträglichen Wert erzielbar ist.

[0015] Bei dieser Art der Regelung wird der dynamischen Stabilität - Unterdrückung des Schleuderns - des Fahrzeuges gleichsam Priorität vor einer weitestmöglichen Angleichung der Fahrzeugbewegung an den Fahrerwunsch gegeben, mit der Folge, daß das Fahrzeug, wenn die Regelung aktiv ist, zwar nicht mehr "exakt" dem Fahrerwunsch folgt, den dieser mittels eines üblicherweise als Lenkrad ausgebildeten Steuerelements einsteuert, sondern nur noch angenähert, dafür jedoch dynamisch stabil und damit für den Fahrer in gleichsam gewohnter Weise beherrschbar bleibt.

[0016] Für das Fahrzeug 11 ist, zum Zweck der Erläuterung, vorausgesetzt, daß es eine Vorderachs-Lenkung hat, und daß die Hinterräder des Fahrzeuges nicht gelenkt sind.

[0017] Des weiteren ist vorausgesetzt, daß das Fahrzeug 11 mit einer elektrisch gesteuerten SbW(Steer by Wire)-Lenkung ausgerüstet ist, bei der den beiden lenkbaren Vorderrädern des Fahrzeuges 11, die in dem Einspur-Modell der Fig. 2 lediglich durch ein Vorderrad 13 repräsentiert sind, einzeln zugeordnete, nicht dargestellte, elektrisch ansteuerbare Lenkwinkel-Stellorgane vorgesehen sind, mittels derer nach Maßgabe von Lenkwinkel-Sollwert-Signalen eines Giergeschwindigkeits-Reglers 14 der Regelungseinrichtung 10 die bei einer Kurvenfahrt erforderlichen Lenkwinkel δ_L und δ_R des linken und des rechten Vorderrades des Fahrzeuges 11 einstellbar sind. Als Stellglieder einer insgesamt mit 16 bezeichneten Querdynamik-Steuereinheit des Fahrzeuges 11, mittels derer die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ des Fahrzeuges 11 eingestellt wird, sind auch dessen nicht dargestellte Radbremsen ausgenutzt, die, angesteuert durch Sollwert-Ausgangssignale des $\dot{\psi}$ -Reglers 14, einzeln oder zu mehreren selbsttätig zur Entfaltung definierter Radbremskräfte aktivierbar und dadurch ebenfalls zur Beeinflussung des Gier-Verhaltens des Fahrzeuges ausnutzbar sind.

[0018] Je nach der Fahrsituation erfolgt die Einstellung der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ entweder durch Aktivierung der Lenkwinkel-Stellorgane allein oder durch eine kombinierte Aktivierung der Lenkwinkel-Stellorgane und einer oder mehrerer der Radbremsen des Fahrzeuges und kann unter bestimmten "extremen" Bedingungen auch allein durch Ansteuerung einer oder mehrerer Radbremsen des Fahrzeuges 11 erfolgen.

[0019] Zur Gerierung von $\dot{\psi}$ -Sollwert-Signalen, die dem Sollwert-Signaleingang 17 des $\dot{\psi}$ -Reglers 14 zuführbar sind, ist ein durch einen elektronischen Rechner implementiertes, lineares Fahrzeug-Referenzmodell 18, das ein beliebiges "Wunsch"-Fahrzeug repräsentieren kann, vorgesehen, das anhand der den Fahrerwunsch repräsentierenden Lenkwinkeleingabe und modellspezifischer Parameter, die eine realistische Übertragungsfunktion ergeben, sowie geschätzter oder gemessener Werte der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit Sollwerte der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_{Soll}(\delta, v_x)$ ermittelt, aus deren Vergleich mit dem gemessenen Wert der Giergeschwindigkeit der $\dot{\psi}$ -Regler 14 die Ansteuer-Signale für die Lenkwinkel-Stellorgane und/oder die Bremsen-Aktuatoren der Querdynamik-Steuereinheit 16 erzeugt.

[0020] Die $\dot{\psi}$ -Regelungseinrichtung 10 umfaßt weiter einen insgesamt mit 19 bezeichneten Schwimmwinkel(β_n)-bzw. Schräglaufwinkel(α_n)-Regler, dessen Zweck es ist, im Falle einer Schleudertendenz des Fahrzeuges den Schwimmwinkel β_n im Bereich der hinteren - nicht gelenkten - Fahrzeuigräder 21 auf einen mit dynamischer Stabilität im Sinne schleuderfreien Fahrens verträglichen Wert zu begrenzen, wobei, wenn die Regelungseinrichtung 10 in diesem Betriebsmodus arbeitet, der Begrenzung des Schwimmwinkels β_n bzw. des Schräglaufwinkels α_n die Priorität vor einer Änderung der Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges durch Vergrößerung des Schräglaufwinkels α_v an den gelenkten Vorderrädern 13 des Fahrzeuges 11 eingeräumt ist.

[0021] Zur Erläuterung der Konzeption dieses Schwimmwinkel-Reglers 19 sei zunächst anhand des linearisierten Einspurmodells gemäß Fig. 2 auf die das Gierverhalten des Fahrzeuges 11 beschreibenden Bewegungsgleichungen

eingegangen, die durch die folgenden Differentialgleichungen:

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = S_v \cdot l_v - l_h \cdot S_h \quad (1),$$

- 5 die sich aus der Forderung der Ausgeglichenheit der Momente um die durch den Schwerpunkt (SP) gehende Hochachse 22 ergibt, sowie

$$m \cdot \dot{v}_y = S_v + S_h - m \cdot v_x \cdot \dot{\psi} \quad (2),$$

- 10 die sich aus der Forderung nach Ausgeglichenheit der Querkräfte am Fahrzeug ergibt, gegeben sind.

[0022] In dem für die Bewegungsgleichungen (1) und (2) vorausgesetzten fahrzeugfesten Koordinatensystem, in dem mit "x" die Fahrzeuglängsrichtung und mit "y" die dazu rechtwinklige Querrichtung indiziert sind, ist der Schwimmwinkel β_{SP} im Schwerpunkt des Fahrzeuges durch die linearisierte Beziehung

$$15 \quad \beta_{SP} = -\frac{v_y}{v_x}$$

gegeben.

- 20 [0023] In entsprechend linearisierter Betrachtung gilt für den Schwimmwinkel β_{sh} in einem Punkt hinter dem Schwerpunkt, d.h. einem Punkt, der zwischen dem Schwerpunkt und der Hinterachse oder jenseits derselben liegt und vom Schwerpunkt SP den Abstand l_{sh} hat, die Beziehung

$$25 \quad \beta_{sh} = -\frac{v_y}{v_x} + \frac{\dot{\psi} \cdot l_{sh}}{v_x}$$

und demgemäß für den Schwimmwinkel β_h an der Hinterachse, wo der Schwimmwinkel gemäß dem Einspurmodell der Fig. 2 gleich dem Schräglaufwinkel α_h ist, die Beziehung

$$30 \quad \beta_h = -\frac{v_y}{v_x} + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v_x}$$

- 35 in der mit l_h der Abstand der Hinterachse vom Fahrzeugschwerpunkt bezeichnet ist.

[0024] Durch zeitliche Differantiation dieser Beziehung folgt unter der Bedingung, daß die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x konstant ist, die Beziehung:

$$40 \quad \dot{\beta}_h = -\frac{\dot{v}_y}{v_x} + \frac{\ddot{\psi} \cdot l_h}{v_x} \quad (3)$$

[0025] Hieraus ergibt sich mit \dot{v}_y aus der Beziehung (2) und $\dot{\psi}$ aus der Beziehung (1) für die zeitliche Änderung $\dot{\beta}_h$ des Schwimmwinkels β_h an der Hinterachse die folgende Beziehung:

$$45 \quad \dot{\beta}_h = S_v \left[\frac{l_v \cdot l_h}{v_x \cdot J_z} - \frac{1}{m \cdot v_x} \right] - S_h \left[\frac{l_h^2}{v_x \cdot J_z} + \frac{1}{m \cdot v_x} \right] + \dot{\psi}$$

50 (4) .

- [0026] Unter der Bedingung, daß das Trägheitsmoment J_z des Fahrzeuges 11 um seine Hochachse 22 der Beziehung

$$J_z = m \cdot l_v \cdot l_h$$

genügt, die z. B. bei Personenkraftwagen meist in sehr guter Näherung erfüllt ist oder leicht erfüllbar ist, ergibt sich aus der Beziehung (4), für die Schwimmwinkeländerung $\dot{\beta}_h$ die Beziehung

$$\dot{\beta}_h = \dot{\psi} \cdot \frac{S_h \cdot (l_v + l_h)}{I_v \cdot m \cdot v_x} = \dot{\psi} \cdot \frac{S_h \cdot L}{I_v \cdot m \cdot v_x} \quad (5)$$

[0027] Aus dieser Beziehung ist ersichtlich, daß für

$$\dot{\psi} = \frac{S_h \cdot L}{I_v \cdot m \cdot v_x}$$

die zeitliche Änderung $\dot{\beta}_h$ bzw. $\dot{\alpha}_h$ des Schwimmwinkels β_h an den Hinterrädern 21 bzw. des mit diesem identischen Schräglaufwinkels α_h verschwindet ($\dot{\alpha}_h=0$), d.h. der Schwimmwinkel bzw. der Schräglaufwinkel konstant wird.

[0028] Dies wird zu einer Begrenzungsregelung des Schräglaufwinkels α_h durch Regelung der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ in der Weise genutzt, daß der Schwimmwinkel-Regler 19 Sollwerte $\dot{\psi}_{\text{soll}}(\alpha_h)$ für die Giergeschwindigkeits ($\dot{\psi}$)-Regelung gemäß dem Regelungsansatz:

$$\dot{\psi}_{\text{soll}}(\alpha_h) = \frac{L \cdot S_h(\alpha_h)}{I_v \cdot m \cdot v_x} - \lambda (\alpha_h - \alpha_{h\text{soll}}) \quad (6)$$

generiert, die dem Sollwert-Eingang 17 des $\dot{\psi}$ -Reglers 14 zuführbar sind, wobei mit λ ein frei wählbarer Verstärkungsfaktor bezeichnet ist.

[0029] Die durch die $\dot{\psi}$ -Regelungseinrichtung 10 insgesamt repräsentierte Regelstrecke hat eine Kaskade-Struktur mit der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ als Stellgröße, wobei durch den Regleransatz gemäß der Beziehung (6) eine Linearisierung der Querbewegung erzielt wird, gemäß der Beziehung

$$\ddot{\alpha}_h = -\lambda (\alpha_h - \alpha_{h\text{soll}}) \quad (7)$$

die sich unmittelbar aus einem Vergleich der Beziehungen (5) und (6) für den Fall, daß $\dot{\psi} = \dot{\psi}_{\text{soll}}(\alpha_h)$ ist, ergibt.

[0030] Die in den Beziehungen (1), (2), (4), sowie (5) und (6) auftretenden Seitenkräfte sind in dem linearisierten Einspurmodell des Fahrzeuges 11 durch die Beziehungen:

$$S_v = \frac{I_h \cdot m \cdot a_y + J_z \cdot \ddot{\psi}}{I_v + I_h} \quad (8)$$

und

$$S_h = \frac{I_v \cdot m \cdot a_y - J_z \cdot \ddot{\psi}}{I_v + I_h} \quad (9)$$

gegeben.

[0031] Den Seitenkräften gemäß den Beziehungen (8) und (9) entsprechen "Reifen"-Seitenkräfte, die in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel $\alpha_{v,h}$ durch eine Beziehung der Form

$$S_{v,h} = c_{v,h} \cdot \alpha_{v,h} \quad (10)$$

angebar sind, in der mit $c_{v,h}$ reifencharakteristische Schräglaufsteifigkeiten bezeichnet sind.

[0032] Der Verlaufskurve 23 der Fig. 3, die eine typische Form der Abhängigkeit der Seitenkräfte vom Schräglaufwinkel repräsentiert, ist unmittelbar entnehmbar, daß durch dessen Vergrößerung ein Anwachsen der Seitenkräfte nur bis zu einem Maximalwert α_{max} des Schräglaufwinkels möglich ist.

[0033] Demgemäß ist der Schräglaufwinkel- bzw. Schwimmwinkelregler 19 dahingehend ausgelegt, daß der Schräglaufwinkel α_h einen Wert $\alpha_{h\text{begr}}$ nicht überschreiten kann und dieser als Sollwert für die Regelung gemäß der Beziehung (6) gewählt.

[0034] Der Wert α_{hbegr} kann fest vorgegeben sein, z.B. auf einen Wert um 10° , der etwa dem Wert α_{max} entspricht, der die obere Grenze des Schräglaufwinkels markiert, bis zu der durch Lenkwinkel- bzw. Schräglaufwinkelvergrößerung eine Steigerung der Seitenkräfte möglich ist, oder, wie in der Fig. 1 durch einen Grenzwertgeber 24 schematisch dargestellt, variabel vorgebar sein, dessen Ausgabe als Sollwert-Eingabe einem $\psi_{soll}(\alpha_h)$ -Generator 26 zugeleitet ist, der die ψ_{soll} -Wertausgaben für den ψ -Regler 14 erzeugt, die über die ψ -Regelung die Schräglaufwinkel-Regelung vermitteln.

[0035] Eine zweckmäßige Art der Vorgabe des Grenzwertes α_{hbegr} besteht darin, daß dieser Grenzwert gemäß einer Beziehung

$$\alpha_{hbegr} = a_{hmax} \cdot \mu + \alpha_{h0} \quad (11)$$

gebildet wird, in der a_{hmax} und α_{h0} konstante Parameter sind und μ den in der jeweiligen Kurvenfahrt-Situation genutzten Kraftschluß-Beiwert bezeichnet, der in Abhängigkeit von der Fahrbahnbeschaffenheit und von Witterungsbedingungen deutlich variieren kann. Eine zweckmäßiger Wahl der festen Parameter a_{hmax} und α_{h0} in Relation zu dem oberen Grenzwert α_{hmax} des Schräglaufwinkels besteht darin, daß, wenn das Verhältnis $\alpha_{hmax}/\alpha_{h0}$ einen Wert q ($q < 1$) hat, für den Parameter a_{hmax} der Wert $(q - 1) \alpha_{h0}$ gewählt wird, so daß sich bei einem typischen Maximalbetrag des Kraftschlußbeiwertes μ um 1 der Wert α_{hmax} als Sollwert für die Schräglaufwinkel-Regelung ergibt.

[0036] Die zur Generierung der für die Schräglaufwinkel-Begrenzung geeigneten ψ_{soll} -Werte gemäß der Beziehung (6) erforderliche Seitenkraft $S_h(\alpha_h)$ wird gemäß der Beziehung (9) aus gemessenen oder geschätzten Werten der Querbeschleunigung a_y und der Gierwinkelbeschleunigung $\dot{\psi}$ ermittelt, wobei unterstellt wird, daß die Fahrzeugmasse m , der Abstand l_v des Schwerpunktes SP von der Vorderachse, der Radstand $L = l_v + l_h$ und das Gier-Trägheitsmoment J_z als fahrzeugspezifische Größen konstant sind.

[0037] Die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x wird aus gemessenen Werten der Raddrehzahlen ω_i der Fahrzeugräder als Schätzwert ermittelt.

[0038] Der Ist-Wert α_h des Schräglaufwinkels an der Hinterachse wird gemäß der linearisierten Beziehung

$$\alpha_h = -\frac{v_y}{v_x} + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v_x}$$

anhand geschätzter Werte der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x und der Fahrzeugquergeschwindigkeit v_y sowie des gemessenen Wertes $\dot{\psi}$ der Giergeschwindigkeit ermittelt. Ein diesbezüglich geeigneter Schätzwertgeber 27, der aus einer Verarbeitung von Meßwerten für die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$, die Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$, die Fahrzeugquerbeschleunigung a_y , die Fahrzeuglängsbeschleunigung a_x , die Raddrehzahlen ω_i und die Vorderrad-Lenkwinkel δ_v , die von dem ψ -Regler 14 bzw. vom α_h -Regler 26 zu verarbeitenden Schätzwerte \hat{v}_x, \hat{v}_y sowie einen Schätzwert $\hat{\mu}$ für den Kraftschlußbeiwert generiert, die als Eingaben dem Grenzwert-Geber 24 zugeleitet sind, sowie gegebenenfalls eine a_y -Ausgabe für den α_h -Regler generiert, kann in der Art eines Kalman-Filters ausgebildet sein, wie z.B. in der DE 43 25 413 A1, auf die hiermit ausdrücklich Bezug genommen sei, für die Bestimmung des Schwimmwinkels eines Fahrzeuges im Detail näher erläutert.

[0039] Schätzwerte $\hat{\mu}$ des Kraftschlußbeiwertes können dadurch ermittelt werden, daß die Beträge der Seitenkräfte gemäß den Beziehungen (8) und (9) durch die jeweils gegebenen Normalkräfte F_z an der Vorderachse und der Hinterachse dividiert werden, die ihrerseits aus dem Fahrzeuggewicht und der Achs- bzw. Radlastverteilung schätzbar sind. Ein Schätzwert \hat{v}_y der Quergeschwindigkeit kann durch eine Integration der Querbeschleunigung a_y über die Zeitspanne Δt gewonnen werden, die bei einer Einsteuerung einer Kurvenfahrt verstreicht, bis die Querbeschleunigung a_y konstant geworden ist.

[0040] Damit der zur Begrenzung des Schräglaufwinkels α_h über eine Begrenzung der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ vorgesehene Regelungsmodus, der unter extremen Bedingungen zu einer signifikanten Abweichung der Fahrzeug-Bewegungsbahn vom Fahrerwunsch führen kann, nur dann wirksam wird, wenn eine Schleudertendenz des Fahrzeugs gegeben ist, ist bei dem durch die Regelungseinrichtung 10 implementierten Regelungskonzept vorgesehen, daß der genannte Regelungsmodus nur dann gewählt wird, wenn der durch die Schräglaufwinkel-Regelung gemäß der Beziehung (5) bedingte $\psi_{soll}(\alpha_h)$ -Wert kleiner als der vom Fahrzeug-Referenzmodell 18 ausgegebene $\psi(\delta, v_x)$ -Wert ist, der in Abhängigkeit vom Lenkwinkel δ und des Schätzwertes \hat{v}_x der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit als variablen Größen bestimmt wird.

[0041] Demgemäß ist eine Umschalt-Einrichtung 28 vorgesehen, die die Sollwert-Ausgaben des Fahrzeug-Referenzmodells 18 und diejenigen des α_h -Reglers 19 entsprechend der genannten Umschaltstrategie, daß der dem Betrag nach jeweils kleinere der beiden Soll-Werte für die ψ -Regelung maßgeblich sein soll, alternativ dem Sollwert-Eingang 17 des ψ -Reglers 14 zuleitet.

[0042] Dadurch wird erreicht, daß das Fahrzeug in der überwiegenden Anzahl der statistisch bedeutsamen Kur-

verfahrt-Situationen im wesentlichen über den Lenkungs-Eingriff gesteuert wird und sich somit auch weitestgehend dem Fahrerwunsch entsprechend verhält und die zu einem Abweichen der Bewegungsbahn des Fahrzeuges vom Fahrerwunsch führende Schräglaufwinkel-bzw. Schwimmwinkel-Begrenzungsregelung nur in den extremen, "gefährlichen" Bedarfssituationen wirksam wird.

6

Patentansprüche

1. Verfahren zur Regelung der Querdynamik eines Fahrzeuges mit Vorderachs-Lenkung, wobei die Regelung in Abhängigkeit von Abweichungen gemessener Ist-Werte der Giergeschwindigkeit von fortlaufend generierten Soll-Werten derselben und die Nachführung der Ist-Werte durch Einstellung von Radlenkwinkeln (δ_i) und/oder Einstellung von Radbremskräften (P_i) erfolgt, **dadurch gekennzeichnet**, daß anhand eines linearen Fahrzeugmodells, das ein dynamisches Wunsch-Verhalten repräsentiert, ein erster Sollwert $\dot{\psi}_{\text{soll}}(\delta, v_x)$ für die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ ermittelt wird, der dem durch Betätigung eines Steuerorgans (Lenkrad, Joystick, oder dergleichen) eingesteuerten Fahrerwunsch bezüglich der Bahnbewegung des Fahrzeuges entspricht, daß unter der Nebenbedingung, daß der Schwimmwinkel β_h im Bereich der nicht gelenkten Hinterräder des Fahrzeuges einen begrenzten Wert nicht überschreiten soll, ein weiterer Sollwert $\dot{\psi}_{\text{soll}}(\beta)$ ermittelt wird, und daß der dem Betrage nach kleinere dieser beiden Soll-Werte als der für die Regelung maßgebliche Sollwert der Giergeschwindigkeit genutzt wird.

20

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der weitere Sollwert $\dot{\psi}_{\text{soll}}(\beta)$ gemäß der Beziehung

$$\dot{\psi}_{\text{soll}}(\beta) = \frac{K \cdot a_{y\text{sh}}}{v_x} - \lambda \cdot (\beta_{\text{sh}} - \beta_{\text{sh max}})$$

25

gebildet wird, in der mit β_{sh} der Schwimmwinkel in einem in signifikantem Abstand vom Schwerpunkt im hinteren Bereich des Fahrzeuges liegenden Punkt, mit $a_{y\text{sh}}$ die Querbewegung in diesem Punkt mit K eine fahrzeugspezifische Konstante und mit λ ein wählbarer Verstärkungsfaktor bezeichnet sind.

30

3. Verfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß, für den Fall, daß das Gier-Trägheitsmoment J_z mindestens in guter Näherung durch die Beziehung

$$J_z = I_h \cdot I_v \cdot m$$

35

gegeben ist, in der mit m die Fahrzeugmasse, mit I_v der Abstand des Schwerpunktes des Fahrzeuges von der Vorderachse und mit I_h der Abstand des Schwerpunktes von der Hinterachse bezeichnet sind, der weitere, für die Giergeschwindigkeits-Begrenzungsregelung benötigte Sollwert gemäß der Beziehung

$$\dot{\psi}_{\text{soll}}(\alpha_h) = \frac{L \cdot S_h(\alpha_h)}{I_v \cdot v_x \cdot m} - \lambda \cdot (\alpha_h - \alpha_{h \text{ max}})$$

40

bestimmt wird, in der mit L der Achsabstand des Fahrzeuges und mit $S_h(\alpha_h)$ die bei einer Kurvenfahrt an der Hinterachse des Fahrzeuges auftretende Seitenkraft bezeichnet sind.

45

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Schwimmwinkel-Grenzwert β_{hmax} bzw. der Schräglaufwinkel-Grenzwert α_{hmax} fest vorgegeben wird, vorzugsweise mit einem Wert um 10°.

50

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Schwimmwinkel-Grenzwert β_{hmax} unter Berücksichtigung geschätzter Werte \hat{v}_x sowie $\hat{\mu}$ der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x und des Kraftschlußbeiwertes μ ermittelt wird.

55

6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Ist-Wert des Schwimmwinkels β_h aus geschätzten Werten \hat{v}_y , \hat{v}_x der Fahrzeug-Quergeschwindigkeit (v_y) und der Fahrzeug-Längsgeschwindigkeit (v_x) ermittelt wird.

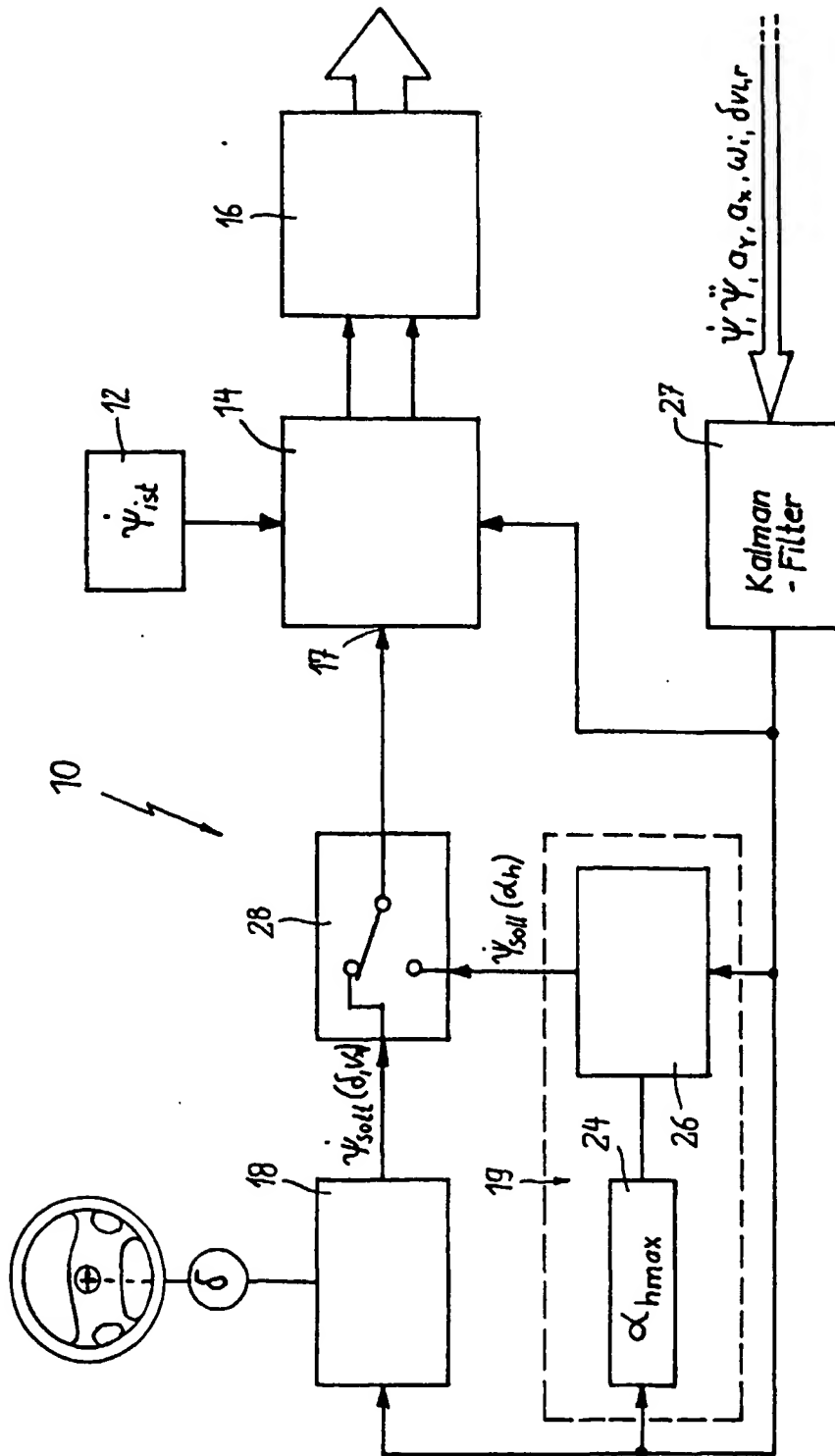


Fig. 1

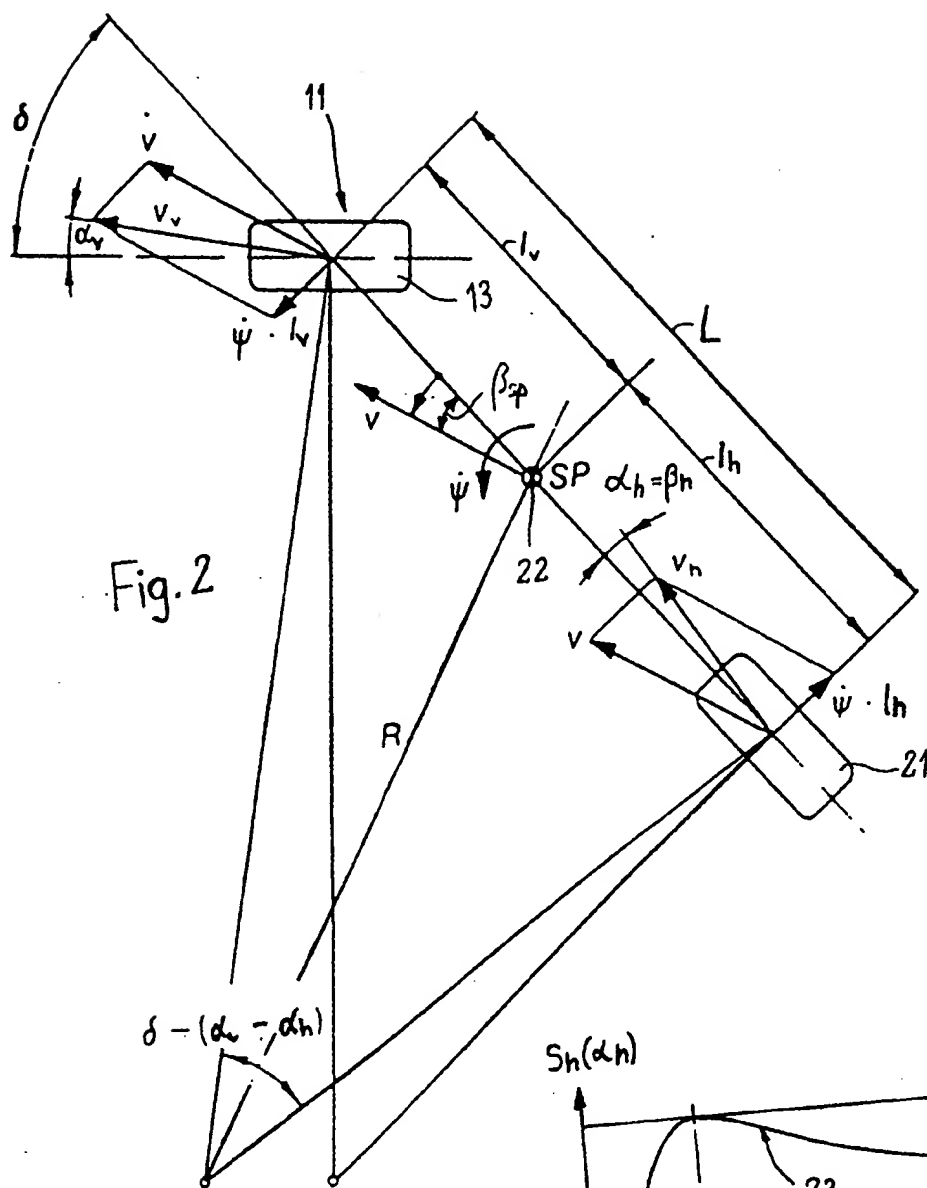
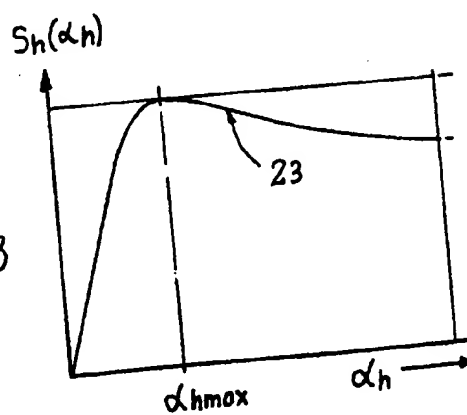


Fig. 3



THIS PAGE BLANK (USPTO)

THIS PAGE BLANK (USPTO)